

Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение высшего образования
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Институт нефти и газа

Кафедра «Бурение нефтяных и газовых скважин»

УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой

_____ / А.Л. Неверов
подпись инициалы, фамилия

« _____ » _____ 2016 г.

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

Направление подготовки 21.03.01 «Нефтегазовое дело»,
профиль 21.03.01.01 «Бурение нефтяных и газовых скважин»

Аналитические исследования динамических компоновок при бурении с
забойными двигателями

Научный руководитель _____ доцент, канд. техн. наук А.Л. Неверов

Выпускник _____ Б.Т. Антонюк

Красноярск 2016г

РЕФЕРАТ

Выпускная квалификационная работа по теме «Аналитическое исследование компоновок при бурении с забойными двигателями» содержит 77 страниц текстового документа, 17 графиков, 9 рисунков, 28 использованных источника.

ДЕМФЕР, ТУРБОБУР, ШПИНДЕЛЬ, ВИБРАЦИЯ, КНБК, НАГРУЗКА, РЕМОНТ, АМОРТИЗАТОР.

Цель- исследование состояния КНБК в процессе бурения, выявления проблем и пути их решения.

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	5
1 Антивибрационные стабилизирующие компоновки нижней части бурильных колонн	8
1.1 Основные положения оптимального синтеза (проектирования) компоновок нижней части бурильной колонны	8
1.2 Особенности динамического формирования забоя скважин	13
1.3 Анализ исследований по отработке забойных двигателей	26
1.4 Отказы турбобуров	31
1.5 Анализ современных исследований по отработке компоновок и их рабочих элементов.	33
2 Обзор существующих технических средств и способов регулирования азимутального искривления ствола наклонных скважин	36
2.1 Анализ факторов, вызывающих изменение азимутального угла ствола скважины	36
2.2 Обзор технических средств и способов регулирования азимутального искривления скважин традиционными КНБК	37
3 Исследования напряженного состояния забойных двигателей в процессе бурения наклонно направленных скважин	41
3.1 Исследование материала конусно-шлицевой полумуфты	41
3.2 Действие изгибающего момента на турбобур в наклонно-направленной скважине	44
3.3 Расчет нагрузок в радиальных опорах шпиндельной секции турбобуров при бурении обычными компоновками	50
3.4 Расчет нагрузок в радиальных опорах шпиндельной секции турбобуров с включением в компоновку нижней части бурильной колонны центрирующего элемента	58
4 Аналитическое исследование динамики компоновки нижней части бурильной колонны с применением гидромеханических виброгасителей	61
4.1 Модель устройств подавления вибрации гидромеханического принципа действия	61
4.2 Уравнение движения компоновки нижней части бурильной колонны с виброгасителем типа ГЦ и ДГ	63
4.3 Аппроксимация невязкого демпфера	66

4.4 Решение системы уравнений колебательной модели	69
4.5 Оценка эффективности гашения продольных колебаний бурильного инструмента виброгасителями типа ГЦ и ДГ	70
Заключение	75
СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ	77

ВВЕДЕНИЕ

К настоящему времени хорошо известны три большие группы методов решения задач статистической динамики: квазистатические, корреляционные и метод кинетических уравнений. Каждый метод имеет свою определенную область применения.

В общем случае можно выделить пять различных типов (групп) задач распознавания колебательных систем КНБК:

- автоколебательная система КНБК;
- система КНБК с параметрическими случайными возмущениями;
- система КНБК с внешним случайным возбуждением;
- система КНБК с внешним случайным возбуждением;
- система КНБК с параметрическим периодическим возмущением;
- система КНБК с внешним периодическим возмущением.

Первые три типа задач относятся к группе систем с чисто случайным возмущением, а две последние - к группе систем с периодическими возмущениями, в которых возможны и случайные колебания [2].

Исследование КНБК можно отнести к задачам, которые объединяют все выше названные группы. Такого рода задачи возникают всегда, когда располагаемая априорная информация о системе для её полной идентификации недостаточна, но для практической точки зрения количественная оценка в виде «да или нет» является приемлемой, позволяющая определить тип системы, границы области устойчивости рассматриваемого режима работы, для выявления преобладающего источника возбуждения вибрации и т.д.

С развитием буровой техники все более актуальной становится проблема создания активных виброзащитных устройств с элементами управления или оптимизации движения амортизируемых объектов.

Применительно к КББК традиционные виброгасители разрабатывались с использованием пассивных элементов, механические импедансы которых не могли меняться в процессе работы. И только создание виброгасителей гидромеханического типа, с дополнительным использованием жидкостных пружин, гидравлический импеданс которых можно регулировать в процессе бурения, позволило решать вопросы оптимизации и управления динамикой КНБК.

Согласно принятой терминологии под оптимизацией виброзащиты понимается разработка определенных требований, сформулированных в виде ограничений предъявляемых к колебательным системам, которые необходимо учитывать при синтезе демпферов и амортизаторов.

Наиболее существенные классы ограничений включают следующие:

- ограничения по абсолютным ускорениям;
- ограничения по его усилиям;
- ограничения по относительным перемещениям;
- ограничения на управление;
- конструктивные ограничения,

выше названные ограничения имеют числовые (действительные или комплексные) суммирующие функции, определенные на некотором множестве функций, которые называются функционалами, форма которых зависит от характера динамических воздействий.

При выборе из этих классов ограничений оптимального ставится задача отыскания экстремума функционала качества и их линейная комбинация с некоторыми весовыми коэффициентами.

Цель данной дипломной работы провести аналитическое исследование динамических компонок при бурении с забойными двигателями.

Для успешного достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

1. Провести аналитический литературный обзор по исследуемой теме.
2. Исследовать динамику компоновки нижней части бурильной колонны с применением гидромеханических виброгасителей

1 Антивибрационные стабилизирующие компоновки нижней части бурильных колонн

1.1 Основные положения оптимального синтеза (проектирования) компоновок нижней части бурильной колонны

Проектирование (синтез) КНБК по сравнению с проектированием управляемых систем с обратной связью, широко распространенных в настоящее время в наземных системах, имеет ряд существенных особенностей, требующих специального рассмотрения.

К особенностям задач оптимального проектирования КНБК следует также отнести невозможность описания динамической системы только задачей Коши, так как приходится рассматривать напряжения, обусловленные приложенными нагрузками.

Другой важнейшей характеристикой виброзащитной системы является её эффективность, определяющая степень уменьшения интенсивности колебаний.

Величина, равная отношению амплитуды колебательных процессов, переданных через виброгаситель к амплитуде возмущающих внешних воздействий, (кинематических или динамических) называется коэффициентом передачи [3] или коэффициентом эффективности [1] на частоте возмущения. Чем меньше этот коэффициент, тем эффективнее разработанное виброзащитное устройство.

Наиболее важной в практическом отношении является задача синтеза наддолотных виброзащитных систем КНБК, обеспечивающих заданное снижение уровня динамических воздействий при минимальных габаритах. В этом случае на систему накладываются ограничения по усилиям и при этом минимизируется один из функционалов, характеризующих величину относительного смещения.

Существует несколько подходов к решению этой задачи, связанных с синтезом виброгасителей, формирующих некоторое силовое воздействие

(например, дополнительную гидравлическую силу, принимающую долото к забою); другой подход к проблеме оптимального синтеза наддолотной виброзащитной системе - отыскания оптимальной передаточной функции упруго-диссипативной феноменологической модели с заданной структурой параметров жесткости K и коэффициента демпфирования C (например, выполненный в виде жидкостной пружины).

Рассмотрим задачу на оптимальное проектирование КНБК и приведем классификацию параметров до того, как сформулируем постановку задачи.

При проектировании КНБК с последующим анализом определяются три множества параметров системы КНБК. К ним относятся переменные проектирования системы, параметры взаимодействия с внешней средой и параметры состояния системы. Схема динамически возмущенной части КНБК с демпфером (пока обобщенно) представлена на рис. 1.1.

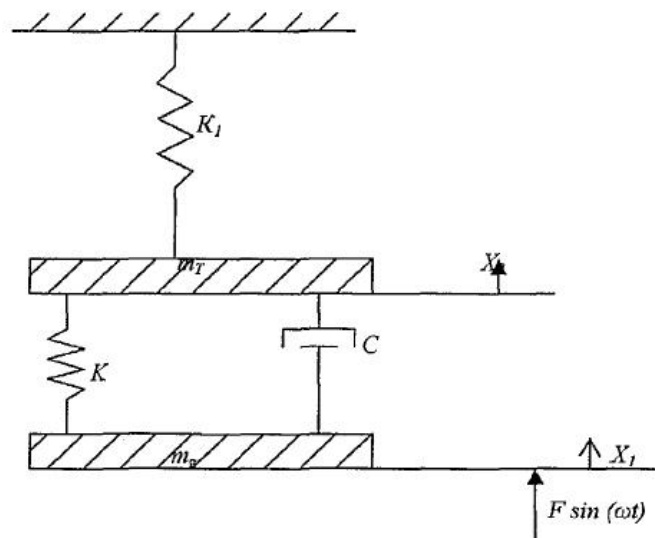


Рисунок 1.1 - Схема динамически возмущенной части КНБК

Феноменологическая модель КНБК, как мы в дальнейшем будем принимать, представляется двумя или многомассовой моделью: масса каждого элемента системы, геометрия модели, коэффициенты жесткости и

демпфирования являются переменными проектирования КНБК (m_g - наддолготная масса, m_T - масса забойного двигателя или масса КНБК динамически возмущенного участка, K_i и c_i - жесткость и вязкость виброгасителя, рассматриваемой возмущающей КНБК). Частоты и смещения возмущающих сил рассматриваются как внешние параметры (ωt и F).

Положение и скорости отдельных масс являются переменными состояниями системы. Эти группы параметров будут называться переменными проектирования $b \in R^k$ внешними параметрами и переменными состояниями

Задачи проектирования динамических КНБК, представленные описанной выше общей моделью, относятся к задачам параметрического оптимального проектирования и формулируются в общем виде следующим образом. Необходимо выбрать переменную проектирования b , минимизирующую величину $\psi_0 = f(b)$, при наличии системы уравнений состояния, определяющих z единственным образом, если переменные a и b фиксированы или получены из эксперимента,
$$h_i(z, b, a) = 0, \quad \text{где} \quad i = 1, \dots, n,$$
 и параметрических ограничений

$$\max_{a \in A} \psi_i(z, b, a) \leq 0, \quad m', \psi_a(b) \leq 0, \quad j = m'+1, \dots, m \quad \text{где} \quad A \equiv \{a \mid q_i(a) \leq 0, i = 1, 2, \dots, r\}.$$

Основная идея при разработке алгоритма решения состоит в том, чтобы определить, какие ограничения накладывают подзадачи на допустимые вариации переменной проектирования с использованием метода проекции градиента в пространстве состояний (метод обобщенного приведенного градиента) или метод расширенной функции Лагранжа, то есть анализ чувствительности рассматриваемой модели системы.

Рассмотрим линейную виброзащитную систему пассивного типа с одной степенью свободы (рис. 1.3, когда $m_g \ll m_T$). Пусть объект массой m_T установлен на жестком забое с кинематическим возбуждением $X(t)$. Если связанные с этими движениями ускорения недопустимы с точки зрения

долговечности объекта, то попытаемся снизить эти ускорения, закрепив m_T на линейном вязко упругом элементе с коэффициентом жесткости K и коэффициентом вязкости C . Задача состоит в том, чтобы выбрать параметры K и C таким образом, чтобы снизить ускорения на массе шт до требуемого уровня.

В качестве характеристики виброзащиты можно использовать коэффициент виброизоляции $K(w)$, равный модулю отношения амплитуды забоя X_1 к амплитуде массы m_T — X_2 при гармонических колебаниях с частотой w :

$$K(w) = \left| \frac{X_1(w)}{X_2(w)} \right| = \sqrt{\frac{\left(1 - \frac{w^2}{w_0^2}\right)^2 + 4 \cdot r^2 \cdot \frac{w^2}{w_0^2}}{1 + 4 \cdot r^2 \cdot \frac{w^2}{w_0^2}}}, \quad (2.3.1)$$

где $w_0 = \sqrt{\frac{K}{m_T}}$; $r = \frac{c}{2m_T \cdot w_0}$ — соответственно собственная частота и безразмерная характеристика демпфирования.

Проектирование виброзащиты в данном случае сводится к подбору параметров K и C из условия, чтобы коэффициент $K(w) \geq K^*$, где — некоторое установленное значение > 1 .

Классическая теория виброзащиты, элементы которой были изложены выше, естественно распространяются и на стационарные случайные процессы [1].

Рассмотрим вышеописанную линейную виброзащитную пассивную систему при стационарном динамическом возмущении $F(t)$ с математическим ожиданием m_F и спектральной плотностью $S_F(w)$ процесса $F(t)$. Предположим, что требования к системе амортизации сводятся к ограничению величины дисперсии абсолютного ускорения σ_E^2 массы m_T :

$$\sigma_E^2 = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{2T} \int_{-T}^T (r \cdot \dot{x}_2 + w_0^2 \cdot x_2) dt = m \{ (r \cdot \dot{x}_2 + w_0^2 \cdot x_2) \} \leq \varepsilon_0^2, \quad (1.1)$$

Определим значения параметров w_0 и r , при которых функционал:

$$J = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{2T} \int_{-T}^T X_2^2 dt = m \{ X_2^2(t) \} = \sigma_{x_2}^2 + m_{x_2}^2,$$

принимает минимальные значения.

Для устойчивой работы виброзащиты потребуем $m_T=0$ [1], тогда

$$\sigma_{x_2}^2 = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \frac{S_F(w)dw}{(w_0^2 - w^2)^2 + r^2 \cdot w^2}, \quad (1.2)$$

дисперсия случайного процесса

$$\sigma_{x_2}^2 = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \frac{w_0^4 + r^2 \cdot w^2}{(w_0^2 - w^2)^2 + r^2 \cdot w^2} S_F(w) dw, \quad (1.2^*)$$

Пусть $F(t) = F \cdot \sin(w_2 t)$, где w_2 – грунтовые колебания [4], тогда спектральная плотность: $S_F(w) = 0.5 \cdot F^2 \cdot \delta(w - w_2)$ [1]. Подставляя эти выражения в (1.2) и (1.2*), получим:

$$\sigma_{x_2}^2 = \frac{F^2}{2[(w_0^2 - w_2^2)^2 + r^2 \cdot w_2^2]},$$

$$\sigma_{\varepsilon}^2 = \frac{F^2(w_0^2 + r^2 \cdot w_2^2)}{2[(w_0^2 - w_2^2)^2 + r^2 \cdot w_2^2]}.$$

Предположим, что минимум $\sigma_{x_2}^2$ достигается на границе области, определяющей: $\sigma_{\varepsilon}^2 \leq \varepsilon_0^2 - m_F^2 = \sigma_0^2$, где ε_0 – минимально допустимое ускорение m_T . Тогда

$$r = \sqrt{\frac{a^2 \cdot (w_0^2 - w_2^2)^2 - w_0^4}{w_0^2(1 - a^2)}}, \text{ где } a = \sqrt{\frac{2 \cdot \sigma_0^2}{F^2}}, \text{ и } r_{opt} = \sqrt{\frac{w^2}{1 - a^2}} - \text{оптимальная}$$

характеристика демпфера.

Следует отметить, что найденное решение обеспечивает минимизацию среднеквадратичного значения относительно смещения $(X_1 - X_2)$, но не минимизацию габаритов виброзащитного устройства.

1.2 Особенности динамического формирования забоя скважин

При исследовании работы бурильной колонны необходимо знать функцию перемещения корпуса долота, определяемую динамическими процессами, происходящими на забое скважины. В основном эти процессы определяются зубцовыми и грунтовыми колебаниями долота [4, 5].

Если природа возникновения зубцовых колебаний не вызывает сомнений и обуславливается геометрией вооружения шарошки, то возникновение грунтовых колебаний разные авторы связывают с появлением ухабов на забое скважины, объясняя ухабообразование следующими факторами: частым изменением параметров режима бурения, неоднородностью разбуриваемых пород, неодинаковым износом базовых узлов долота, развитием эффекта Ван дер Поля, автоколебаниями и т.д. [1, 4, 5,6], что приводит к неодинаковому динамическому взаимодействию опорных зубцов с забоем.

Постановка данного вопроса обусловлена отсутствием единого мнения, в частности у разработчиков наддолотных виброгасителей при синтезе КНБК тем, какие колебания необходимо гасить.

Известно, что формирование забойной рейки определяется зубцами периферийных венцов шарошек долота, причем шаги зубцов 1^{ой}, 2^{ой} и 3^{ей} шарошек близки друг к другу и различаются на небольшую величину, при этом наибольшей кинетической энергией обладают зубцы венца с максимальным шагом. Таким образом, при перекачивании шарошек по забою скважины возникают несколько гармоник зубцовых колебаний с частотами,

отличающимися друг от друга на малую величину ε . Так как высота зубцов периферийных венцов шарошек практически постоянна, то с известной точностью можно принять, что амплитуды всех трех гармоник (для трехшарошечного долота) равны некоторой величине A .

При наложении двух, трех и более колебаний с различными частотами, но близкими некоторой величине ω (несущая частота), возможно генерировать квазигармонические колебания с переменной амплитудой (амплитудная модуляция) [1], более известные как биение. Рассмотрим данное предположение:

Пусть круговая частота первой шарошки ω , второй $(\omega + \varepsilon)$ и третьей $(\omega - \varepsilon)$. Для упрощения понимания процесса приведем форму зубцовых колебаний к гармонической. Тогда закон движения с несущей частотой ω запишется (рис. 1.2):

$$\text{первой шарошки: } X_I = A \sin(\omega t), \quad (\text{линия 1}) \quad (1.3)$$

$$\text{второй шарошки: } X_I = A \sin((\omega + \varepsilon)t), \quad (\text{линия 2}) \quad (1.4)$$

$$\text{третьей шарошки: } X_I = A \sin((\omega - \varepsilon)t). \quad (\text{линия 3}) \quad (1.5)$$

Сумма трех гармонических движений:

$$X(t) = \sum_{i=1}^3 X_i = A \cdot \sin(\omega t) + A \cdot \sin((\omega + \varepsilon)t) + A \cdot \sin((\omega - \varepsilon)t) = A \cdot [1 + 2 \cos(\varepsilon t)] \cdot \sin(\omega t). \quad (\text{линия 4}) \quad (1.6)$$

Таким образом, результирующее движение $X(t)$ можно рассмотреть как почти гармоническую функцию с переменной амплитудой $A \cdot [1 + 2 \cos(\varepsilon t)]$ и круговой частотой, равной ε , причем $\varepsilon \ll \omega$. В моменты времени, когда амплитуда достигает максимального значения $3A$, что возможно при $\varepsilon t = 0 + 2\pi n$,

где $n=0,1,2,3,\dots$, происходит биение, повторяющееся с квазипериодом $\frac{2\pi}{\varepsilon}$.

Такое результирующее движение показано на рис. 1.2.

Биение будет способствовать нарастанию динамических сил в момент взаимодействия зубцов долота с забоем, то есть более интенсивному разрушению на определенных участках, и, как следствие, образованию ухабов. К квазипериодическим колебаниям, движения которых будут с большей или меньшей точностью повторяться, могут быть отнесены, кроме явления биения, также «полигармонические» колебания и «почти периодические колебания», отношение частот которых было бы рациональной, несокращаемой дробью.

Ухабообразный забой чаще встречается при бурении твердых пород, особенно при низкооборотном бурении, и реже при бурении мягких пород и забойными двигателями. Данное замечание объясняется большей податливостью мягких пород при их разрушении, из-за чего имеющаяся разность шагов зубцов периферийных венцов шарошек не может существенно проявляться, а результирующая трех колебательных движений будет с постоянной амплитудой, хотя и большей по величине:

$$X(t) = 3A \cdot \sin(\omega t). \quad (1.7)$$

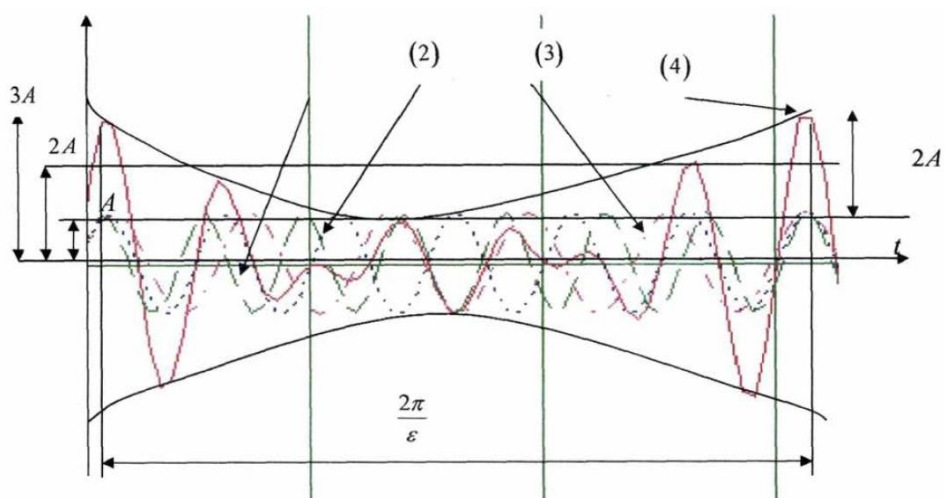


Рисунок 1.2 - Амплитудная модуляция шарошек долота

Таким образом, для описания функции перемещения корпуса долота при бурении твердых пород можно брать выражение (1.6), а при бурении мягких – пользоваться выражением (1.7).

Проведенные исследования позволили определиться в первопричине грунтовых колебаний, которые, как известно, являются наиболее опасными для забойного оборудования, и убедиться, что размещением зубцов на периферийном венце шарошки можно влиять на колебательные процессы, происходящие на забое скважины.

На рис. 1.3 представлены результирующие движения для высокооборотного и низкооборотного бурения забойными двигателями при $A = 0,001$ м:

- а) компоновкой: долото $d1215,9$ мм тип ТКЗ, турбобур ЗТСШ1-195;
- б) компоновкой: долото $d120,6$ мм тип ТЗ, винтовой двигатель Д-85.

В работе [5] исследовалась кинематика различных типов шарошечных долот на специальном стенде. Ухабообразность наблюдалась с высотой «горбов» до 20 мм, причем для трехшарошечных долот количество ухабов равнялось трем и наблюдалась при бурении средних и твердых пород (мрамор, гранит) с частотами, характерными для роторного способа бурения. Ухабообразование сопровождалось сильным снижением механической скорости бурения, что свидетельствовало об отрыве долота от забоя.

Исследования, проведенные на лабораторном стенде МИНХ и ГП [6], показали, что при турбинном способе бурения также возникали ухабы на забое (три или шесть при трехшарошечном долоте), но не на всех режимах – очевидно, данный процесс носит явно случайный характер. Причины такой аномальности авторами не раскрывались, на наш взгляд, из-за отсутствия в то время современных ЭВМ и соответствующего программного обеспечения.

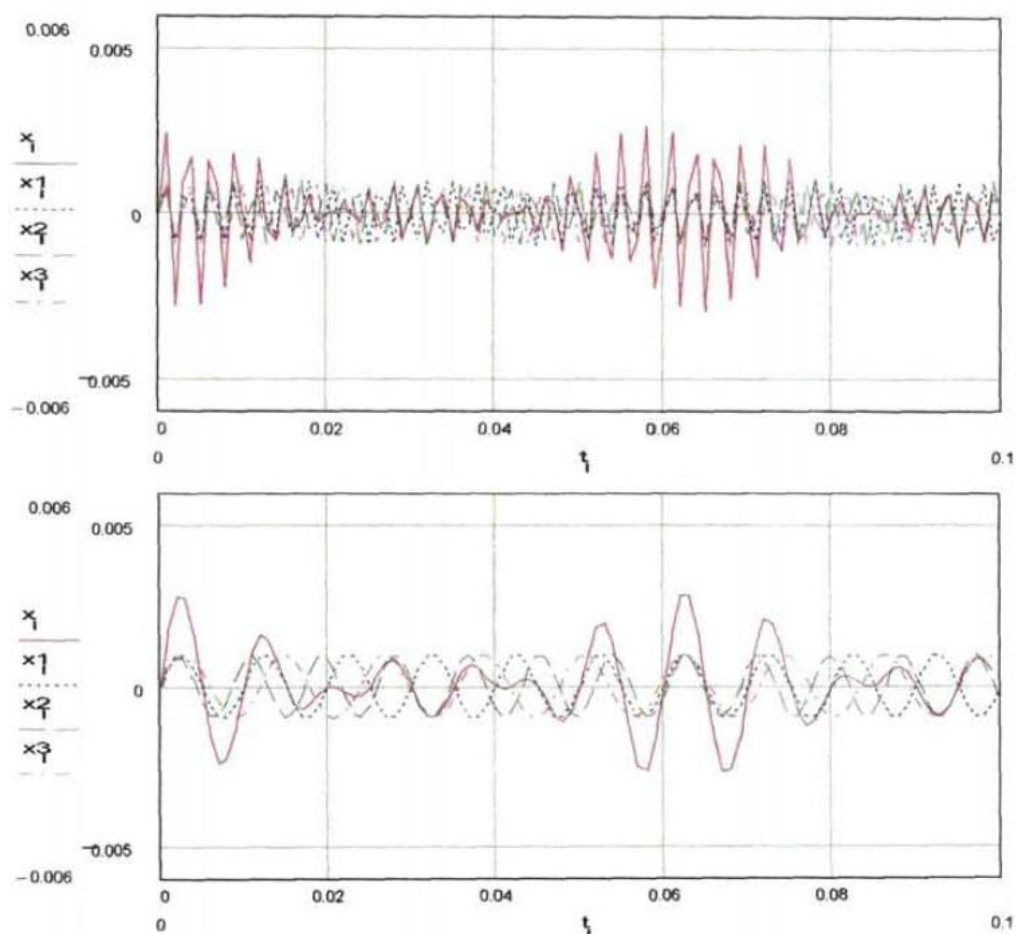


Рисунок 1.3 – Результирующие движения при бурении забойными двигателями

Рассмотрим работу компоновки нижней части бурильной колонны (КНБК) при турбинном способе бурения трехшарочным долотом, синтезированная схема компоновки (феноменологическая модель) представлена на рис. 1.4, в состав которой может включаться виброгаситель гидромеханического типа.

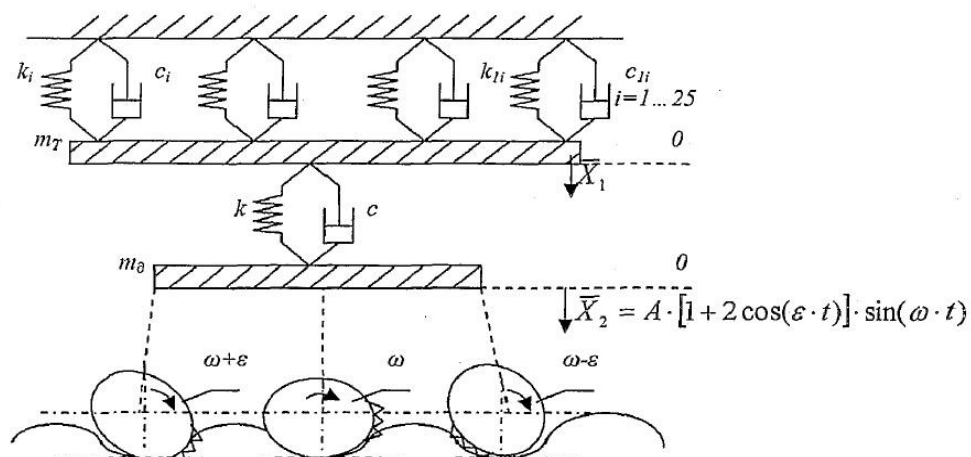


Рисунок 1.4 – Феноменологическая модель КНБК

Долото с виброгасителем массой m_∂ перемещается по ухабообразному забою, профиль которого, вызванный квазипериодическими колебаниями, зависит от координаты X_2 , а K и C – коэффициенты упругости и демпфирования КНБК, представленные в виде модели Фойхта-Кельвина; и m_T – масса роторной системы забойного двигателя с коэффициентами K_I и C_I – упругости и вязкости осевой опоры шпиндельной секции, представленные в виде обобщенной модели Максвелла.

Закон движения рассматриваемой системы при кинематическом возмущении:

$$\begin{cases} m_T \cdot \ddot{X}_1(t) + (c_1 + c) \cdot \dot{X}_1(t) + (k_1 + k) \cdot X_1(t) - c \cdot \dot{X}_2(t) - k \cdot X_2(t) = 0 \\ m_\partial \cdot \ddot{X}_2(t) + c \cdot \dot{X}_2(t) + k \cdot X_1(t) - c \cdot \dot{X}_1(t) - k \cdot X_1(t) = 0 \\ X_2(t) = A \cdot [1 + 2\cos(\varepsilon t)] \cdot \sin(\omega t) \end{cases}, \quad (1.8)$$

Принимаем движение системы установившимся, тогда X_2 можно представить в виде (1.6), которое удовлетворяет нулевым начальным условиям.

После очевидных преобразований получим систему нелинейных уравнений (1.9), связывающих параметры механической системы (6): $m_\partial, m_T, C_I, C, K_I, K, \omega, \varepsilon$, (более подробно данные преобразования приведены в [7]).

$$\left\{ \begin{aligned} & \frac{(k_1 - m_T \omega^2)}{c_1} \cdot \frac{m_\delta \omega}{\omega^2 c_1^2 + (k_1 - m_T \omega^2)^2} = \frac{k(k - \omega^2 m_\delta) + c^2 \omega^2}{k^2 + c^2 \omega^2} \\ & - \frac{m_\delta \omega^2}{\omega^2 c_1^2 + (k_1 - m_T \omega^2)^2} = \frac{c \omega k}{k^2 + c^2 \omega^2} \\ & \frac{(k_1 - m_T (\omega - \varepsilon)^2)}{c_1} \cdot \frac{m_\delta (\omega - \varepsilon)}{(\omega - \varepsilon)^2 c_1^2 + (k_1 - m_T (\omega - \varepsilon)^2)^2} = \frac{k(k - (\omega - \varepsilon)^2 m_\delta) + c^2 (\omega - \varepsilon)^2}{k^2 + c^2 (\omega - \varepsilon)^2} \\ & - \frac{m_\delta (\omega - \varepsilon)^2}{(\omega - \varepsilon)^2 c_1^2 + (k_1 - m_T (\omega - \varepsilon)^2)^2} = \frac{c(\omega - \varepsilon)k}{k^2 + c^2 (\omega - \varepsilon)^2} \\ & \frac{(k_1 - m_T (\omega + \varepsilon)^2)}{c_1} \cdot \frac{m_\delta (\omega + \varepsilon)}{(\omega + \varepsilon)^2 c_1^2 + (k_1 - m_T (\omega + \varepsilon)^2)^2} = \frac{k(k - (\omega + \varepsilon)^2 m_\delta) + c^2 (\omega + \varepsilon)^2}{k^2 + c^2 (\omega + \varepsilon)^2} \\ & - \frac{m_\delta (\omega + \varepsilon)^2}{(\omega + \varepsilon)^2 c_1^2 + (k_1 - m_T (\omega + \varepsilon)^2)^2} = \frac{c(\omega + \varepsilon)k}{k^2 + c^2 (\omega + \varepsilon)^2} \end{aligned} \right. \quad (1.9)$$

Исследуем полученные условия (1.9) на возможность образования ухабов при турбинном бурении. Несущая частота определяется:

$$\omega = \omega_{ш} \cdot Z_B = \frac{\pi \cdot n \cdot D}{30 d_{ш}} \cdot Z_a, \quad (1.10)$$

где Z_B – число периферийных зубцов 1-ой шарошки;

D – диаметр долота, в расчетах принимался 215,9 мм;

$d_{ш}$ – наибольший диаметр венца 1-ой шарошки, мм;

n – частота вращения вала двигателя, мин^{-1} , например, турбобура ЗТСШ1-195.

Изменяя параметры системы, представленной на рис. 1.4, с учетом условий (1.9), определялись пределы возникновения ухабообразования для конкретной КНБК.

Решение нелинейной системы уравнений осуществлялось в рамках пакета MathCAD2000. Результаты расчетов представлены на рис. 1.5... 1.8.

В расчетах принималось $m_o = 100$ кг, $m_T = 2000$ кг, $K = 2...10$ кН/мм (с демпфером), $K = 1000...500$ кН/мм (без демпфера: новое и изношенное долото соответственно), $n = 300...900$ мин⁻¹ – диапазон частоты вращения вала турбобура.

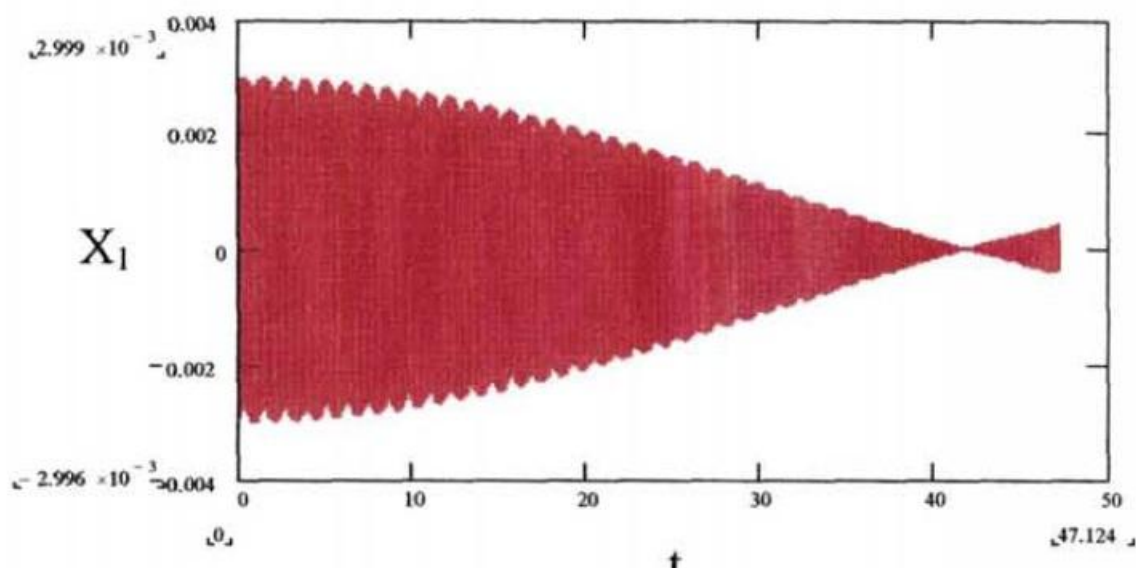


Рисунок 1.5 – Модуляция при $600 \geq n \geq 300$ мин⁻¹.

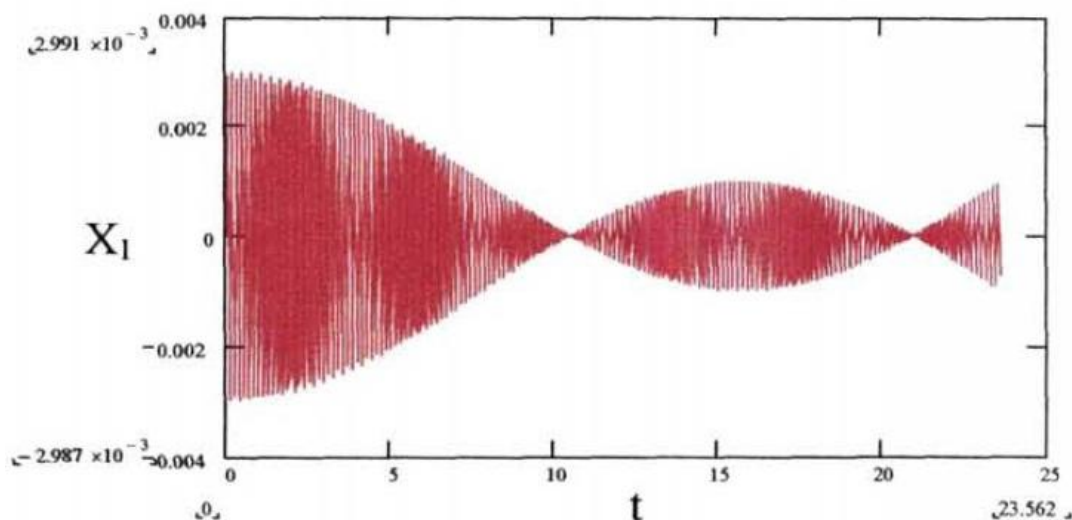


Рисунок 1.6 - Модуляция при $n \geq 850$ мин⁻¹.

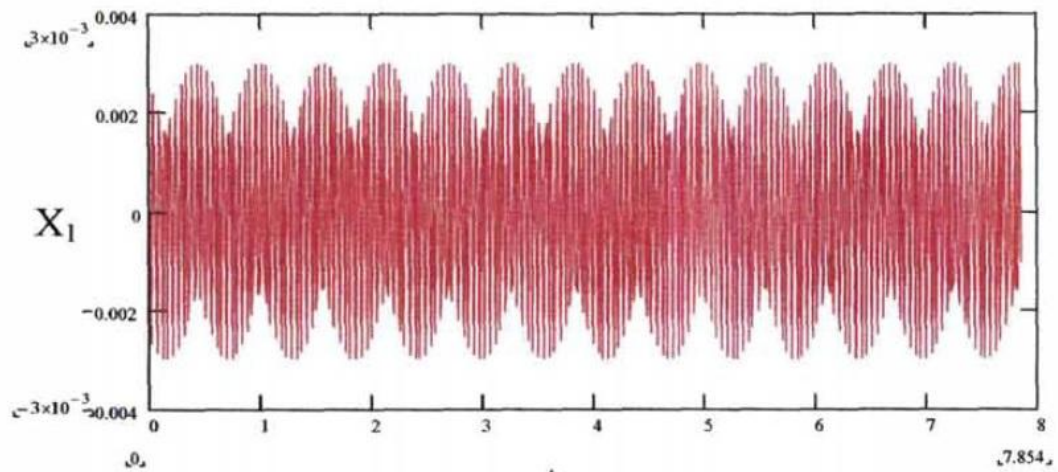


Рисунок 1.7 - Высокочастотные колебания КНБК при $n \geq 850 \text{ мин}^{-1}$.

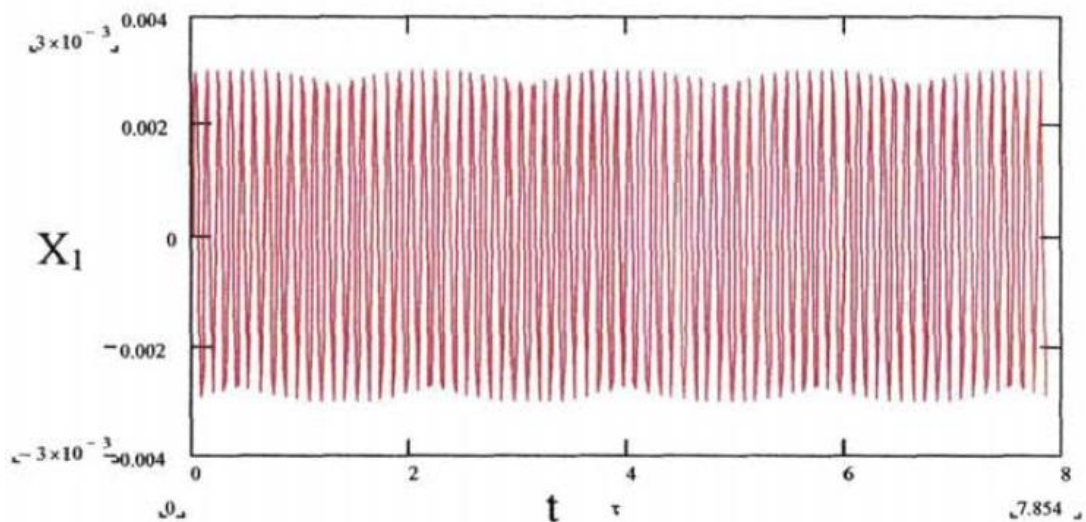


Рисунок 1.8 - Работа КНБК с демпфером ДГ-195 при $600 \geq n_p \geq 300 \text{ мин}^{-1}$.

На рис. 1.5 получена периодическая амплитудная модуляция при рабочих частотах вращения долота $600 \geq n \geq 300 \text{ мин}^{-1}$, без применения виброгасителя в КНБК с явным явлением биения.

На рис. 1.6 показана амплитудная модуляция с меньшей периодичностью при работе КНБК без демпфера на частотах в интервале $600 \geq n \geq 300 \text{ мин}^{-1}$, биение наблюдается.

На рис. 1.7 показаны высокочастотные периодические колебания КНБК без демпфера при $n \geq 850 \text{ мин}^{-1}$, явление биения не наблюдается.

На рис. 1.8 показана работа компоновки с демпфером типа ДГ-195 [8] в интервале рабочих оборотов $600 \geq n_p \geq 300$ мин⁻¹ явление биения погашено, грунтовых колебаний не наблюдается. Как видно из полученных результатов, при новом долоте и турбинном способе бурения ухабообразование может генерироваться на всем рабочем диапазоне частот вращения с изменением лишь периода колебаний и энергоемкости процесса.

Для исследования влияния осевой нагрузки на поведение КНБК в математическую модель системы уравнений (1.8), в правую часть, вводилась динамическая возмущающая сила, приложенная к массе m_δ , в комплексном виде $F \cdot e^{j\omega t}$ [1]. Решением системы по методу Крамера определим: $\bar{X}_1 = x_1 \cdot e^{-j\varphi_1}$ и $\bar{X}_2 = x_2 \cdot e^{-j\varphi_2}$, где фазовые углы:

$$\varphi_1 = \arctg \frac{c \cdot \omega}{k} - \arctg \frac{b_\Delta}{a_\Delta}, \quad \varphi_2 = \arctg \frac{\omega(c_1 - c)}{k_1 + k + m_T \cdot \omega^2} - \arctg \frac{b_\Delta}{a_\Delta}, \quad (1.11)$$

b_Δ и a_Δ - механические импедансы системы (1.8).

Исследование парциальных частот системы с помощью специально построенной диаграммы Вина показало слабую инерционную и сильную квазиупругую связанность системы, что указывает на правильность синтезированной феноменологической модели, причем, как показали расчеты, одна из собственных частот системы всегда меньше, а вторая больше, чем любая из парциальных частот. Вычисленные затем спектральные плотности характеризовались узкополостностью, сосредоточенной около превалирующих частот, близких к парциальным.

Износ в опорах долота моделировался изменением механического импеданса в модели Фойхта-Кельвина, а износ осевых опор шпиндельной секции - изменением механического импеданса в обобщенной модели Максвелла.

Исследования поведения модели (1.9) в рабочем диапазоне частот из-за достаточно большой нелинейности и случайности возникающих колебательных процессов удалось провести численными методами.

Во всех вычислениях, проводимых с минимальным шагом без демпфера, наблюдалась хорошо выраженная амплитудная модуляция, причем амплитуды \bar{X}_2 многократно превышали амплитуды кинематического возмущения \bar{X}_1 по зависимости (1.6), а форма спектра колебаний напоминала случайный процесс типа «белого шума», спектральная плотность которого характеризовала большой расход энергии с почти бесконечной дисперсией и быстро затухающей корреляционной функцией процесса.

Известно, что любая реальная инерционная система может реагировать лишь на ограниченный диапазон частот случайных воздействий [2].

Для исследования случайных колебаний (основная задача теории случайных колебаний - отыскивание вероятностных характеристик состояния системы по вероятностным характеристикам внешнего воздействия) рассмотрен закон движения, в котором внешняя сила характеризуется постоянной частотой в рабочем диапазоне и случайной амплитудой в виде: $[F + \xi(t)] \cdot \sin(\omega t)$, приложенной к массе m_0 , в системе (1.8), где F – детерминированная составляющая амплитуды внешнего воздействия по П.В.Балицкому, $\xi(t)$ - случайная составляющая амплитуды.

Для исследования состояний системы была разработана имитационная модель, позволяющая менять параметры в широком диапазоне. За основу принимался вычислительный алгоритм, изложенный в работах [1, 2]. В качестве $\xi(t)$ рассматривались равномерный закон распределения, экспоненциальный, Вейбулла и другие.

Полученная система уравнений представлена в виде матрицы (1.12):

$$\begin{pmatrix} \frac{d}{dt} X1(t) \\ \frac{d}{dt} X11(t) \\ \frac{d}{dt} X2(t) \\ \frac{d}{dt} X21(t) \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\frac{(k+k1)}{mt} & -\frac{(c+c1)}{mt} & \frac{k}{mt} & \frac{c}{mt} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{k}{md} & \frac{c}{md} & -\frac{k}{md} & \frac{c}{md} \end{bmatrix} \cdot \begin{pmatrix} X1(t) \\ X11(t) \\ X2(t) \\ X21(t) \end{pmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ (F + r(t, z)) \cdot \frac{\sin(\omega \cdot t)}{md} \end{bmatrix}, \quad (1.12)$$

где $r(t, z) \cdot \frac{\sin(\omega \cdot t)}{m_g}$ - равномерный случайный закон распределения, представленный на рис. 1.9.

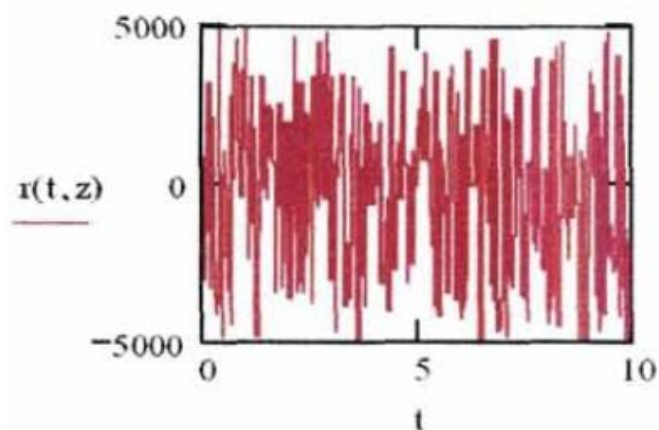


Рисунок 1.9 – Равномерный случайный закон распределения

Одно из многочисленных решений системы (1.12) с учетом начальных условий (1.13)

$$x0 := \begin{pmatrix} 0.1 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}, \quad (1.13)$$

и матрицы правой части $D(t, x)$ (1.14) представлены на рис. 1.10 и 1.11.

$$D(t, x) := \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ + & & & \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} -\frac{(k+k_1)}{mt} \cdot x_0 + \frac{(-c-c_1)}{mt} \cdot x_1 + \frac{k}{mt} \cdot x_1 + \frac{c}{mt} \cdot x_2 \\ \frac{k}{md} \cdot x_0 + \frac{c}{md} \cdot x_1 - \frac{k}{md} \cdot x_1 + \frac{c}{md} \cdot x_2 + (F + r(t, z)) \cdot \frac{\sin(\omega \cdot t)}{md} \end{bmatrix}, \quad (1.13)$$

На рис. 1.10 получено перемещение долота в виде случайных колебаний с биением.

На рис.1.11 - воспроизведенное состояние системы, переданное через демпфер с коэффициентом передачи КП $\approx 0,5$ [9].

Проведенные вычислительные эксперимент показали, что состояние рассматриваемой системы, определяемое изменением перемещений динамически возмущенных масс, мало зависит от вида закона распределения случайной составляющей возмущающей силы и сильно зависит от импедансов демпфера и КНБК, при этом увеличение жесткости демпфера C приводит к увеличению времени раскачки системы на первом звене и уменьшению - на втором.

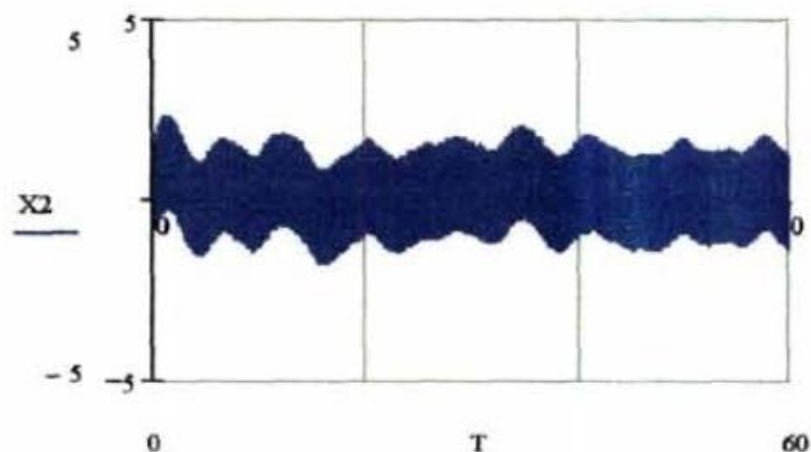


Рисунок 1.10 – Случайные колебания с биением

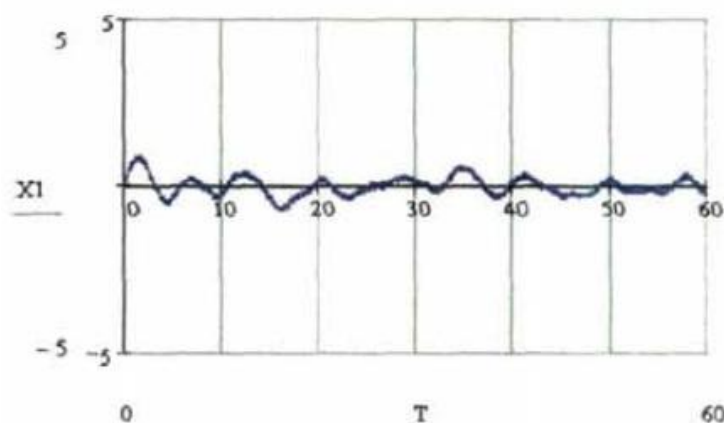


Рисунок 1.11 – Воспроизведенное состояние системы, переданное через демпфер

1.3 Анализ исследований по отработке забойных двигателей

В процессе турбинного бурения нефтяных и газовых скважин шарошечными долотами, как уже отмечалось, имеют место продольные, поперечные и крутильные колебания бурильного инструмента. В настоящее время все эти колебания в рамках детерминистической теории изучены в достаточной мере. Чтобы решать широкий круг прикладных инженерных и научных вопросов, случайный же характер этих процессов раскрыт неполно и с большими допущениями.

Продольные, поперечные и крутильные колебания бурильного инструмента взаимообусловлены, и в литературе можно встретить постановку различных задач, связанных с решением совместных линейных или нелинейных дифференциальных уравнений одного вида колебаний, двух видов или всех трех [10].

В ряде нефтяных районов страны и за рубежом успешно применяются различные виброгасящие устройства, выполненные как в виде самостоятельной секции, так и встроенными в забойный двигатель [11-13], но все упруго-диссипативные элементы, примененные в известных конструкциях, пассивные, без возможности управления их виброзащитных свойств.

Использование виброгасящих устройств позволяет увеличивать показатели бурения скважин: проходку на долото, механическую и рейсовую скорости бурения, а также увеличивать межремонтный ресурс базовых узлов забойного двигателя и двигателя в целом.

Теоретическое обоснование полученных экспериментальных данных позволило выявить и объяснить особенности работы забойного двигателя в компоновке с устройствами подавления вибраций [14], особенно в режиме, близком к режиму «плавающей пяты»; решить вопрос о рациональном месте установки виброгасителя [4]; определить геометрические параметры упругих элементов виброгасителя и полосы их амплитудно-частотного пропускания, оценить различные способы демпфирования и предложить наиболее перспективные.

В то же время вопрос ограничений по управлению виброзащиты оставался открытым. В работах [15] экспериментально и теоретически доказано, что при бурении скважин турбинным способом резонансный режим, является часто встречающимся, при этом такие показатели бурения, как проходка на долото и его долговечность в 1,5-1,9 раза ниже, чем при работе на других режимах, а межремонтный период шпиндельной секции турбобура особенно с шаровой опорой снижается в среднем на 50-80%.

В ряде работ зарубежных авторов [42, 194] приводятся экспериментальные данные, показывающие относительно большие амплитуды продольных колебаний долота от 3 - 6мм до 20 - 50 и более мм в компоновке бурильной колонны без виброгасителя и их значительное снижение при бурении компоновками с ним. В работе [42] установлено, что эффективность виброзащиты во многом зависит от жесткости упругого элемента виброгасителя. Так, например, при частоте вращения долота 60 мин^{-1} амортизатор с жесткостью $7,2 \cdot 10^6 \text{ Н/м}$ в 10 раз эффективнее гасит динамическую составляющую осевой силы, чем амортизатор с жесткостью $18 \cdot 10^6 \text{ Н/м}$. Причем, при увеличении частоты вращения долота до 200 мин^{-1} и

выше, величина динамической составляющей осевой силы становится зависимой только от жесткости упругого элемента, т.е. при уменьшении жесткости, упругого элемента в два раза динамические составляющие осевой силы также уменьшаются в два раза.

Как правило, виброгасящие устройства существующих конструкций снижают интенсивность грунтовых колебаний, вызванных неровностями поверхности забоя скважины, в тоже время гашение зубцовых колебаний, вызванных ударами зубьев шарошки долота по забою скважины существующими упругими элементами, выполненным чаще всего на полимерной основе, оставались неизменными. Скорость изменения модуля сдвига таких упругих элементов и коэффициент поглощения ими энергии ограничены частотно-температурным режимом. Диапазон частот эффективной эксплуатации эластомеров невелик, так как коэффициент поглощения энергии такими материалами максимален при низких частотах, при которых период действия динамических сил достаточен для релаксации упругих свойств эластомера, ведущего себя в таких условиях как вязко-упругое (упруго-диссипативное) тело.

Так как параметры колебаний в бурении характеризуются относительно высокими частотами и амплитудами, а процесс релаксации упругих свойств эластомеров связан с диссипацией энергии, то следствием действия вибраций на эластомер, используемый в виброгасителе, являются: усталость материала, ведущая к образованию трещин, квазистатическое разрушение, обусловленное накоплением пластических деформаций, и саморазогрев, связанный с рассеянием энергии [1]. Действие перечисленных процессов приводит к неудовлетворительной надежности упругих эластомеров.

Наиболее эффективными считаются аэро- и гидродемпферы (жидкостные пружины), позволяющие обеспечивать регулирование своих виброзащитных параметров в процессе бурения скважины и характеризующиеся высокими

показателями долговечности [16], а также возможностью гасить высокие частоты колебаний.

Из литературных источников известно, что оптимальным местом установки виброгасящих устройств для случая подавления продольных колебаний бурильного инструмента является разъем между породоразрушающим элементом и забойным двигателем [4]. В то же время существующие конструкции виброгасящих устройств в погоне за их большим межремонтным ресурсом выполняются очень громоздкими и не позволяют вписываться в известный разъем без нарушения технологии бурения наклонно направленной и тем более горизонтальной скважины. Установка же их над забойным двигателем не решает в полной мере поставленной задачи, так как не защищает забойный двигатель от вредного влияния вибраций.

Выполнение демпфирующих устройств непосредственно в забойном двигателе [11,13] приводит к значительному усложнению конструкции последнего и, кроме того, является неперспективным, так как идет вразрез с вопросами унификации. Действительно, диапазон применения такого демпфера рассчитан на гашение определенных частот, связанных с твердостью пород, типом долота и конструкцией забойной компоновки, изменяющихся по глубине скважины. Таким образом, при бурении различных интервалов одной скважины необходимо либо перенастраивать демпфер, что очень трудоемко в условиях буровой, либо иметь несколько запасных шпиндельных секций с встроенными в них различно настроенными виброгасящими устройствами, что приведет к росту парка шпинделей и становится экономически невыгодным.

Поэтому наиболее перспективным является модульное выполнение компактных устройств подавления вибраций, гарантированный ресурс которых был бы технико-экономически обоснован.

В работе [17] теоретически исследовано влияние крутильных колебаний на характеристики забойных двигателей, показана природа возникновения

автоколебаний и предложена оригинальная конструкция амортизатора крутильных колебаний, позволяющая значительно повысить эффективность отработки породоразрушающего инструмента и забойного двигателя.

В работе [18] представлены результаты исследования ствола скважины с учетом влияния её кривизны на конструктивные размеры калибрующих и центрирующих устройств и износ радиальных опор турбобура.

Большой вклад в развитие и изучение теории колебаний при бурении скважины внесли работы А.Х. Мирзанджанзаде и З.Г. Керимова [19,20], где для синтеза различных механических моделей использовались простые среды: упругая, вязкая и жестко-пластичная.

В работах [21] доказано, что процессы деформации обусловленные динамикой механических систем, удобно рассматривать на феноменологических моделях. Для описания закона деформирования какой-либо системы записывались условия равновесия и неразрывности с учетом законов Гука и Ньютона для упругих и вязких тел. Полученные таким образом законы деформирования использовались в дальнейшем для написания уравнений движения колебательной системы как среды с распределенными параметрами с нелинейной зависимостью между напряжением и скоростью деформации. Аналитическое решение нелинейных дифференциальных уравнений связано с определенными математическими трудностями, поэтому модель с распределенными параметрами удобнее заменить эквивалентной стационарной колебательной системой с сосредоточенными параметрами при аппроксимации нелинейных зависимостей на линейные.

В работах Т.О. Акбулатова, Е.И. Ишемгужина, Э.В. Пивоварова и С.Л. Си-монянца [5, 11, 17, 22] представлены теоретические и промысловые данные по исследованию анализа характерных отказов забойных двигателей, где показаны основные причины неудовлетворительной надежности ряда базовых

узлов и деталей забойного двигателя и их влияние на межремонтный ресурс турбобура.

1.4 Отказы турбобуров

Забойный двигатель, турбобур, является основной базовой машиной в КНБК, поэтому первоочередной задачей, стоящей при проектировании компоновок, является создание надежного и безотказного в эксплуатации двигателя с высоким техническим ресурсом и работоспособностью [8],

Основными параметрами определяющими работоспособность турбобура как машины, преобразующей один вид энергии в другую, являются его мощность и коэффициент полезного действия. В настоящее время уровень выпускаемых турбобуров отвечает достаточно высоким параметрам работоспособности, но показатели его надежности остаются не на должном уровне.

Забойный двигатель является машиной, которая находится во взаимодействии с человеком и окружающей средой, поэтому при оценке надежности необходимо исследовать причины вредных воздействий на турбобур, лежащих в основе взаимодействия его с окружающими объектами при учете субъективного фактора.

При этом также следует учитывать и затраты на повышение показателей надежности.

Показатели надежности забойных; двигателей следует выбирать из условия проведения плановых ремонтов, так как выход из строя турбобура не может привести; к человеческим жертвам, поэтому о безотказности; изделия; судят непосредственно по значению коэффициента надежности или вероятности безотказной работы.

Для турбобустроения характерным является случай, когда коэффициент надежности в течение срока службы турбобура значительно снижается, при этом за период эксплуатации турбобура могут быть отказы, которые можно устранить, например, заменой конусно-шлицевой полумуфты шпиндельной секции или радиальных и осевых опор. Поэтому характеристикой безотказной работы турбобура может служить параметр потока отказов отношение числа отказавших деталей в единицу времени к числу изделий, находящихся под наблюдением [23].

При оценке долговечности турбобура следует учитывать долговечность его составных узлов. При этом долговечность должна оцениваться по показателям, определяющим основные технические характеристики турбобура и стоимость ремонта. Поэтому за показатель, определяющий долговечность турбобура, следует брать коэффициент долговечности - отношение времени работы турбобура непосредственно при бурении за весь срок эксплуатации к этому же времени, сложенному с суммарным временем ремонтов за тот же срок. В соответствии с ГОСТ13377-75 («Надежность в технике. Термины и определения»), отказ - это событие, заключающееся в нарушении работоспособности изделия. Все отказы, в том числе и отказы турбобуров, можно разделить по характеру процессов, приводящих к отказу, на постепенные и внезапные.

Постепенные отказы в основном связаны с износом, который протекает медленно, и вероятность их появления в определенный интервал времени зависит, как правило, от того, сколько времени прошло до наступления интересующего интервала. К внезапным отказам турбобуров относятся отказы, возникновение которых связано с сочетанием условий, которые превосходят возможности изделия, например, запас прочности, причем вероятность появления внезапных отказов не зависит от длительности предыдущей эксплуатации. Характерным примером внезапного отказа является зашламление турбобуров из-за низкого качества очистки промывочной

жидкости или отсутствия фильтров в бурильной колонне и обратных клапанов в турбобуре. Существует мнение, что внезапные и постепенные отказы взаимосвязаны, и поэтому разделение на эти основные виды носит условный характер, другое мнение - что деление на постепенные и внезапные отказы обусловлено природой их возникновения, причем за основу деления отказов взята зависимость вероятности появления отказа от срока службы или её отсутствие [23].

1.5 Анализ современных исследований по отработке компоновок и их рабочих элементов.

В последние годы проведены многочисленные исследования и накоплен значительный промысловый опыт использования КНБК для различных условий проводки скважин.

При анализе конструкции КНБК обращают на себя внимание некоторые резервы повышения безотказности их работы для качественной проводки наклонно направленных скважин, связанные с использованием виброгасящих устройств.

На промыслах АНК "Башнефть" широкое применение нашли компоновки с опорно-центрирующими элементами конструкции БашНИПИнефть, центрирующие втулки которых установлены на опорах качения с возможностью вращения относительно корпуса, используемые для стабилизации зенитного угла.

Анализ промысловых данных, полученных при проводке наклонно направленных скважин с применением существующих КНБК, показывает на значительное несоответствие проектных и фактических траекторий стволов скважин [17] и низкую надежность используемых наддолотных стабилизаторов. Для попадания в "круг допуска" неоднократно корректируют направление ствола, оперативно изменяют проектный профиль, что отрицательно влияет при спуске обсадной колонны и эксплуатации скважин.

Внезапные и постепенные отказы технологических элементов забойных компоновок (центраторов, калибраторов, стабилизаторов) отрицательно влияет на качество формирования траектории и поперечного сечения ствола наклонно направленных и горизонтальных скважин. Анализ промысловых данных по проводке наклонных скважин в Уфимском УБР ПО "Башнефть" за последние 20 лет показывает, что от 62 до 82% из них пробурены с корректировкой параметров кривизны (рис. 1.12); в том числе от 4 до 11% наклонных скважин не попадают в "круг допуска", а от 5 до 8% наклонно направленных скважин пробурены вторым стволом.

Высокая твердость и абразивность разбуриваемых горных пород, а также действующие значительные динамические нагрузки, возникающие за счет колебательных процессов, вызывают интенсивный износ породоразрушающего и технологического инструмента.

В зависимости от характера воздействия на разбуриваемую породу технологический инструмент подвержен различным видам абразивного износа.

Для материала технологического породоразрушающего инструмента режуще-истирающего типа наиболее характерным является абразивный износ в условиях трения скольжения, а для наддолотных стабилизаторов с вращающейся втулкой - скалывание, выкрашивание, выпадение и износ твердосплавных вставок при воздействии значительных динамических нагрузок за счет колебательных процессов.

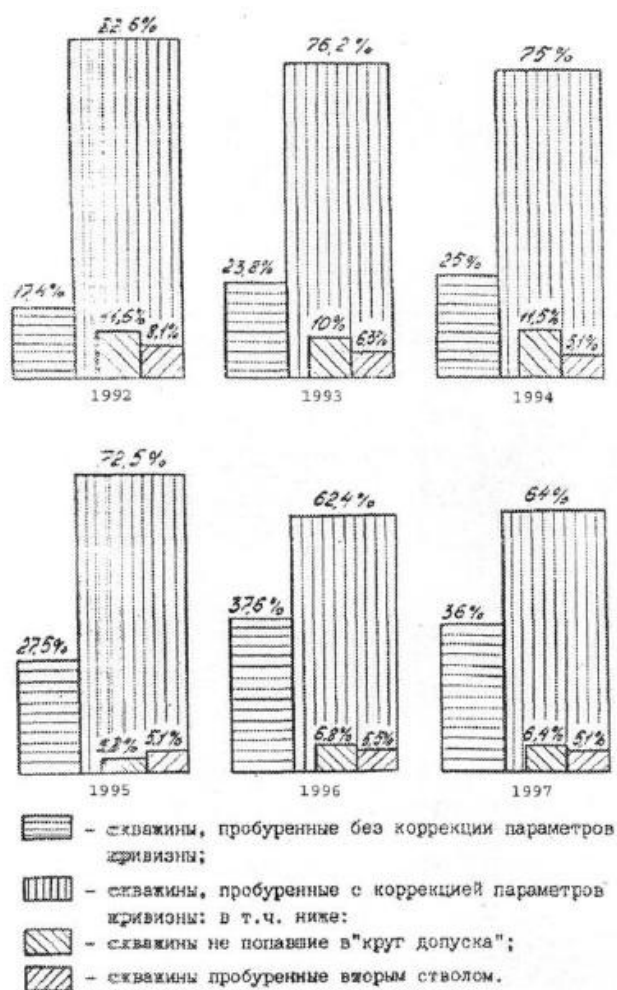


Рисунок 1.30 - Оценка качества проводки наклонно направленных скважин в Уфимском УБР [18]

Таблица 1.1

Сведения о работе калибраторов и стабилизаторов в Уфимском УБР [18]

Типоразмер	Год	Оработано, шт	Проходка, м	Время, ч	На один комплект	
					Проходка, м	Стойкость, ч
12 КСИ-215,9 СТК	1995	27	15174	1323	562	49,0
СН-210		124	27040	2852	210	23,3
СН-212	1996	181	88480	5366,7	489	29,6

СН-212	1997	148	57128	3996	386	27,0
12 КСИ-215,9 СТК		48	23664	2353	493	49,0

Низкая стойкость опоры качения стабилизаторов приводит к искривлению ствола скважины.

Из-за низкой стойкости технологического инструмента увеличивается количество интервалов коррекции траектории ствола скважины и соответственно увеличивается количество долблений для корректировки параметров кривизны на одну скважину.

2 Обзор существующих технических средств и способов регулирования азимутального искривления ствола наклонных скважин

2.1 Анализ факторов, вызывающих изменение азимутального угла ствола скважины

Процесс искривления ствола скважины имеет многофакторный характер. Систематизируя; имеющиеся; результаты исследований в данном направлении можно выделить следующие основные факторы, влияющие на механизм искривления ствола скважины в азимутальном направлении - геологический, технологический и субъективный.

Геологический фактор обусловлен влиянием свойств и характеристик разбуриваемых пород, а именно: буровым индексом анизотропии, углами падения пластов, перемежаемостью пород по твердости.

Технологический фактор искривления ствола скважины по азимуту объясняется влиянием величины осевой нагрузки на долото и зенитного угла в интервале бурения, а также типом долота, его боковой фрезерующей способностью и конструктивным исполнением КНБК. Влияние осевой нагрузки на долото и величины зенитного угла носят определяющий характер в технологическом факторе, поскольку от значения последних зависит форма изогнутой оси компоновки, угол наклона долота к оси скважины, ориентация

реакции забоя в пространстве и величина реактивного момента забойного двигателя.

Удельная составляющая значения отклоняющей силы на долоте от величины угла наклона ствола скважины преобладает над составляющей от осевой нагрузки на долото [21]. Известно [15], что углы наклона силы на долоте и оси долота к оси скважины имеют различные значения. Очевидно, знание величины этих углов, определяемых величиной осевой нагрузки и угла наклона скважины, позволит прогнозировать направление азимутального искривления ствола скважины. В работе [21] показано, что при значении бурового индекса анизотропии, равным единице, определяющим фактором, влияющим на мгновенное перемещение долота и КНБК в пространстве, является угол наклона силы.

А при нулевом значении индекса анизотропии направление мгновенного перемещения определяется углом наклона долота. Что касается конкретно азимутального искривления, то в исследованиях [23] показано, что с увеличением зенитного угла скважины интенсивность азимутального искривления уменьшается. Кроме этого, объясняя механизм азимутального искривления [25] действием эффекта наката долота на боковую стенку скважины и реактивного момента забойного двигателя, показано, что увеличение осевой нагрузки приводит к увеличению горизонтальной составляющей отклоняющей силы за счет уменьшения частоты вращения долота. Существенное влияние на искривление ствола скважины оказывает способность долота фрезеровать боковую стенку скважины в процессе её проводки. В работе [99] показано, что доля фрезерования стенки скважины в приращении возможного искривления её ствола составляет порядка 83%.

2.2 Обзор технических средств и способов регулирования азимутального искривления скважин традиционными КНБК

Регулирование азимутального угла можно производить двояким образом: либо путем применения ориентируемых в стволе скважины технологий, что

связано с замером пространственного положения применяемого забойного оборудования, либо путем неориентированного бурения. В последнем случае направление предполагаемого искривления заранее известно, а его величина определяется статистически.

Наибольший объём в операции азимутальной коррекции ствола скважины занимает технология с применением забойных двигателей - отклонителей [25].

Наиболее часто встречающимся способом неориентированного управления азимутом является применение наддолотных калибраторов. Известно, что при применении полноразмерного наддолотного калибратора, являющегося дополнительной опорной поверхностью, максимально приближенной к долоту, на последнем возникает значительное по величине отклоняющее усилие, способствующее набору зенитного угла. Причем набор зенитного угла сопровождается одновременным увеличением азимута.

Рассмотренная неориентируемая технология, во-первых, является односторонней, поскольку применяется только в случае необходимости одновременного увеличения зенитного угла и азимута ствола; во-вторых, при данной технологии применение калибратора не соответствует его назначению.

В работе [18] представлены рекомендации по неориентируемому регулированию азимута. Отмечается, что малоинтенсивное (от 1 до 3 град/100м) увеличение, уменьшение и стабилизация азимута ствола наклонной скважины при бурении в диапазоне средних значений зенитных углов производится неориентируемыми КНБК с центраторами. Регулирование интенсивности искривления осуществляется путем соответствующего выбора диаметра и места установки центратора при соответствующей осевой нагрузке.

Хотя данные технологии и позволяют добиться заранее прогнозируемого, результата, тем не менее, их применение связано с дополнительными исследованиями по определению месторасположения центраторов. Применение же КНБК без опорных элементов для уменьшения азимута не всегда приводит к

ожидаемому результату, поскольку в ряде случаев влияние геологического фактора трудно предсказать.

Существуют также технологии, связанные с применением опорно-центрирующих элементов непосредственно на валу забойного двигателя [20]. В качестве опорно-центрирующих элементов используются серийные лопастные калибраторы 12КСИ, 9КП и центраторы-стабилизаторы конструкции типа СН диаметром 212 и 214 мм. Отличительная особенность центраторов типа СН - возможность вращения корпуса с лопастями независимо от вала забойного двигателя. Причем, использование центратора СН с правым направлением спиральных лопастей даёт увеличение азимута, а использование «левого» центратора - уменьшение. Одним из способов неориентированного регулирования азимутом является использование вращения бурильной колонны. Причем, направление изменения азимута совпадает с направлением вращения бурильной колонны. Регулирование азимута в данном случае заключается в попеременном изменении направления вращения бурового снаряда.

В работе [26] представлены результаты применения метода безориентированного регулирования азимута, заключающегося в том, что после каждого углубления на 0,5...3,0 м бурильную колонну поворачивают (с последующим стопорением) ротором на 45° ... 135° по часовой стрелке. Подобный механизм изменения азимута заключается в том, что при создании максимально возможной нагрузки на долото КНБК теряет устойчивость и в сжатом состоянии представляет собой естественный отклонитель.

В работе [27] разработан способ управления азимутальным искривлением ствола, при котором в процессе турбинного бурения производится также одновременное вращение бурильной колонны. Это роторное вращение приводит к нейтрализации поворота КНБК, возникающего от действия реактивного момента забойного двигателя. Направление азимутального искривления определяется соотношением противоположно направленных

моментов на вращение бурильного инструмента ротором и реактивного момента забойного двигателя. Регулирование величины азимутального искривления осуществляется соответствующим выбором осевой нагрузки на долото, расходом промывочной жидкости и частоты вращения ротора,

Известно также устройство [27], представляющее собой центратор с вращающейся втулкой. Принудительное вращение втулки осуществляется при помощи узла вращения, выполненного в виде винтовой канавки. Механизм регулирования азимута при помощи отмеченных выше устройств объясняется действием эффекта наката их опорных поверхностей на боковую стенку ствола скважины [15].

Представленный обзор существующих технических средств и технологий свидетельствует о том, что проблема неориентированного регулирования азимутом решается в основном статистическим учетом геологического фактора или путем разработки специальных технологий, использующих уже имеющееся серийное оборудование с достаточной работоспособностью.

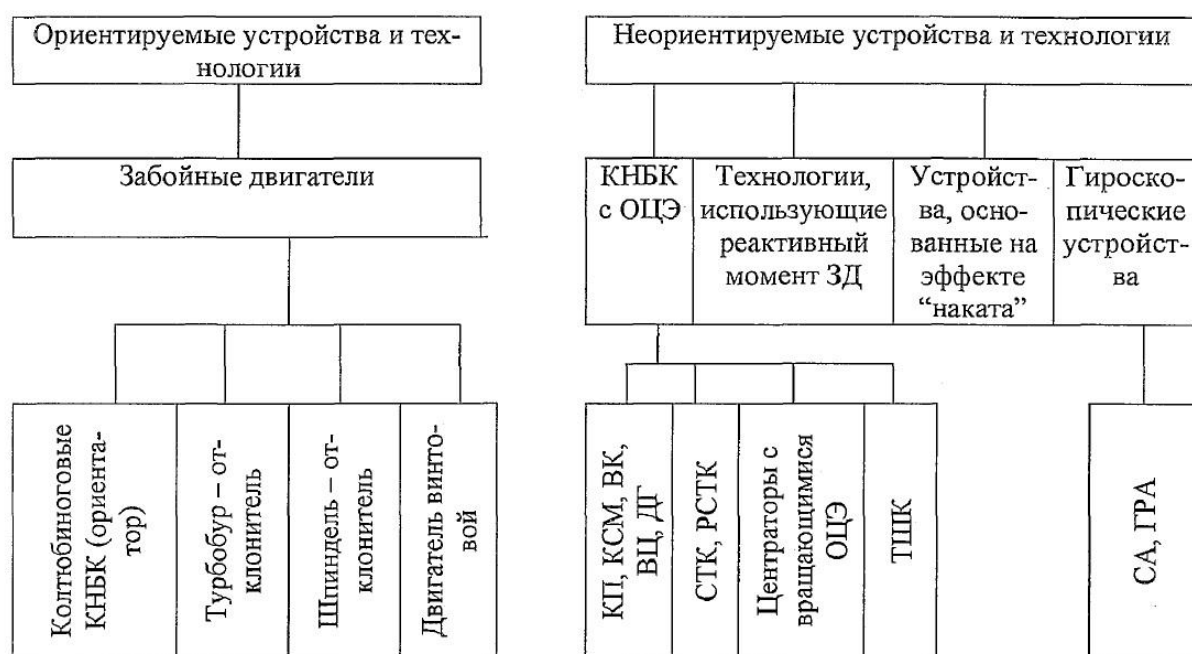


Рисунок 1.13 - Технические средства и способы регулирования азимута при бурении забойными двигателями (ЗД)

Проведенный анализ технических средств и способов регулирования азимута нефтяных и газовых скважин при традиционном бурении забойными двигателями схематично представлен на рис. 1.13.

3 Исследования напряженного состояния забойных двигателей в процессе бурения наклонно направленных скважин

3.1 Исследование материала конусно-шлицевой полумуфты

Большая аварийность соединительного узла нижней турбинной секции со шпиндельной секцией вызвала необходимость проведения лабораторных исследований механических свойств и химического состава материала, из которого изготавливаются конусно-шлицевые полумуфты шпинделя .

Материал конусно-шлицевой полумуфты, кроме высоких значений параметров предела прочности (σ_s) и предела текучести (σ_T), должен обладать достаточной ударной вязкостью (α_H), коррозионно-усталостной прочностью и износостойкостью. Необходимость высоких значений этих параметров обусловлена такими эксплуатационными факторами, как большие (по абсолютным значениям) передаваемые нагрузки, их циклический характер, гидроабразивное и коррозионное воздействие промывочной жидкости, а также наличие концентраторов напряжений в конусно-шлицевой полумуфте [25].

В качестве материала для изготовления конусно-шлицевой полу муфты применяется сталь марки 40ХН2МА ГОСТ 4543-71. Эта сталь высококачественная, доэвтектоидной группы, отличающаяся высокими механическими характеристиками после закалки и отпуска.

Для проверки соответствия фактических характеристик требованиям ГОСТ 4543-71 сталь марки 40ХН2МА была подвергнута исследованиям на предмет определения химического состава и механических свойств.

Образцы стали вырезались из материала сломанной конусно-шлицевой полумуфты шпиндельной секции. Результаты анализа химического состава, проведенные по ГОСТ 2331-73, представлены в табл. 2.1.

Как видно из табл. 3.1, химический состав стали, использованной для изготовления конусно-шлицевой полумуфты, соответствует требованиям действующего стандарта.

Таблица 3.1

Химический состав стали для изготовления конусно-шлицевой полумуфты

Результат анализа	Содержимое элементов, %			
	углерод	никель	хром	молибден
Данные лабораторных исследований	0,39	1,37	0,70	0,21
Требования ГОСТ 4543-71	0,37-0,44	1,25-1,65	0,6 - 0,9	0,15-0,25

Для проведения механических испытаний были подготовлены образцы по ГОСТ 7564-73 (вариант 1). Образцы были изготовлены из материала, взятого из зоны с характерным изломом, конусно-шлицевой полумуфты шпиндельной секции (рис. 2.1). Испытание на растяжение проводилось по ГОСТ 1497-73 при температуре 20°C на образцах пятикратной длины диаметром 5 мм на прессе "Гагарин", масштаб записи деформаций по оси 100:1. Испытание на ударную вязкость проводилось по ГОСТ 9454-70 при температуре плюс 20°C на маятниковом копре типа КМ-30. Твердость по Бринеллю определилась по ГОСТ 3012-59.

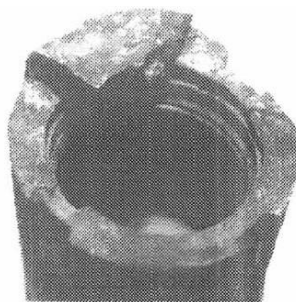


Рисунок 2.1 - Зона усталостного разрушения конусно-шлицевой полумуфты турбобура ЗТСШ1-172, из которой были вырезаны образцы для испытаний

Данные механических испытаний приведены в табл. 3.2, где вариант 1 предусматривает закалку в масле (870°C), а вариант 2 - закалку в воде или масле (620°C).

Таблица 3.2

Данные механических испытаний [23]

Результат анализа	Номер пробы, варианта термообработки	σ_B , МПа	σ_T , МПа	σ_5 , МПа	Относительное сужение Ψ %	α_H МДж/м ²	Твердость	
							Диаметр отпечатка, мм	НВ
Данные лабораторных исследований	1	12,55	11,80	12,40	55,0	50,0	3,1	383
	2	12,50	11,50	12,40	52,5	51,0	3,2	368
	3	12,40	11,40	12,40	56,0	58,0	3,4	321
Требования ГОСТ 4543-71	Вариант 1	10,0	8,5	12,0	55,0	100,0	3,3-3,5	300-341
	Вариант 2	11,0	9,5	12,0	50,0	80,0	3,15-3,4	321-275

Анализ результатов механических испытаний позволяет сделать следующие выводы:

1. Фактическая твердость образцов превышает требования стандарта на 47 единиц по методу Бринелля.

2. Уровень прочностных характеристик σ_b и σ_T значительно превышает номинальные значения.

3. Пластические свойства материала конусно-шлицевой полумуфты (σ_5 , Ψ) находятся на нижнем пределе, а значение ударной вязкости значительно ниже стандартного минимума.

4. Анализ микроструктуры показал, что имеет место наличие обособленных участков структурно-свободного феррита и структуры некачественно проведенной термообработки. Последнее возможно при недостаточно высоких температурах закалки и отпуска, а также малого времени выдержки при нагреве.

Таким образом, высокая чувствительность стали марки 40ХН2МА к концентрациям напряжений и воздействию промывочной жидкости значительно усугубляется при неоптимальной её термообработке [110,192].

3.2 Действие изгибающего момента на турбобур в наклонно-направленной скважине

Используя выше оговоренные ограничения, рассмотрим турбобур в наклонно-прямолинейном стволе скважины. Рассматриваемая схема представлена на рис. 3.1.

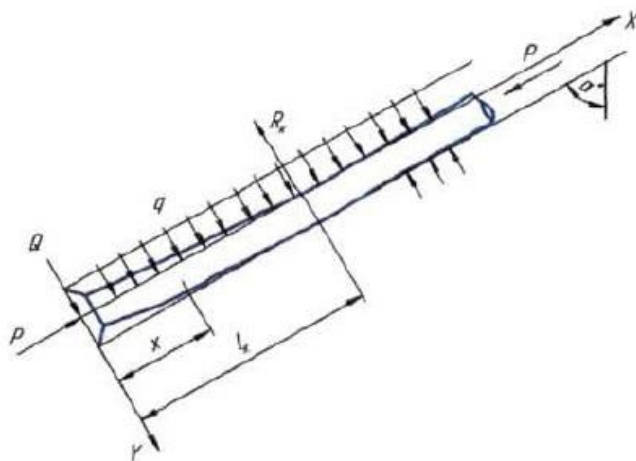


Рисунок 3.1 – Схема действия сил на турбобур в наклонном стволе скважины

Дифференциальное уравнение изогнутой оси турбобура будет иметь вид [26]:

$$E \cdot I \cdot \frac{d^2 y}{dx^2} = -P \cdot y + Q \cdot x + \frac{q_1 x^2}{2}, \quad (3.1)$$

где P – осевая нагрузка на долото;

Q – отклоняющая сила;

$E \cdot I$ – изгибная жесткость турбобура определялась из работы [9];

q_1 – поперечная составляющая от собственного веса единицы длины турбобура: $q_1 = q_T \cdot \sin \alpha$, где q_T – вес единицы длины турбобура в промывочной жидкости; α – зенитный угол скважины; R_k – реакция стенки скважины.

Решение уравнения (3.1) находится в виде [86];

$$y = C_1 \cdot \sin kx + C_2 \cdot \cos kx + \frac{Q \cdot x}{P} + \frac{q \cdot x^2}{2P} - \frac{q_1}{k^2 \cdot P}, \quad (3.2)$$

где C_1 и C_2 постоянные интегрирования;

$$k = \sqrt{\frac{P}{E \cdot I}},$$

Граничные условия выбираем с учетом работ [26]:

$$\text{при } x=0 \quad y=0, \quad \frac{dy}{dx} \neq 0, \quad \frac{d^2y}{dx^2} = 0, \quad (3.3)$$

$$\text{при } x=l_k \quad y=r, \quad \frac{dy}{dx} = 0, \quad \frac{d^2y}{dx^2} = 0, \quad (3.4)$$

где l_k – расстояние от долота до точки касания турбобура стенки скважины;

$$r = \frac{D_\partial - D_T}{2},$$

где D_∂ - диаметр долота; D_T - диаметр турбобура.

Подставляя граничные условия (3.3 и 3.4) в выражение (3.2), получим систему уравнений:

$$\begin{cases} C_2 - \frac{q_1}{k^2 \cdot P} = 0 \\ C_1 \cdot k \cdot \cos kl_k - C_2 \cdot k \cdot \sin kl_k + \frac{Q}{P} - \frac{q_1 l_k}{P} = 0 \\ C_1 \cdot \sin kl_k + C_2 \cdot \cos kl_k + \frac{Q \cdot l_k}{P} + \frac{q \cdot l_k^2}{2P} - \frac{q_1}{k^2 \cdot P} = r \end{cases}, \quad (3.5)$$

Решение системы уравнений (3.5) относительно Q , C_1 и C_2 , было выполнено в работе [27], в которой также определено расстояние от долота до точки касания турбобура со стенкой скважины l_k . Используя результаты работы [27], по выражению (3.2) определим прогиб турбобура при изменении x от 0 до l_k , а затем по уравнению (3.1), определим изгибающий момент, действующий от долота до точки касания турбобура со стенкой скважины.

На рис. 3.3 - 3.8 представлены результаты расчетов в виде графиков изменения изгибающего момента по длине турбобуров габаритов 105, 172, 195,

215, 240 мм в зависимости от угла искривления скважины при нагрузке на долото 5 безразмерных единиц [27], что составляет приблизительно 80, 100, 140, 190, 240 кН соответственно для турбобуров габаритов 105, 172, 195, 215, 240 мм.

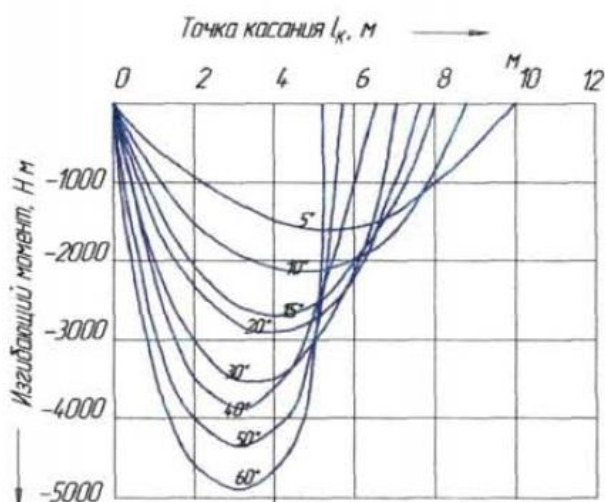


Рисунок 3.3 – Изгибающий момент действующий на турбобур диаметром 172 мм в наклонном стволе скважины при $P = 100000$ Н

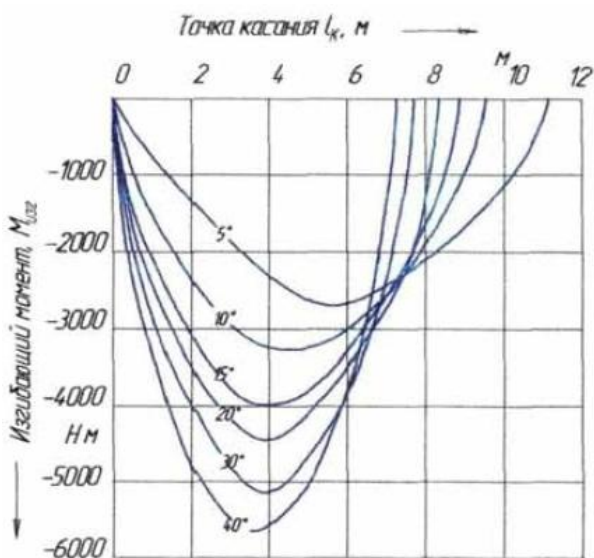


Рисунок 3.4 – Изгибающий момент, действующий на турбобур диаметром 195 мм в наклонном стволе скважины при $P = 140000$ Н

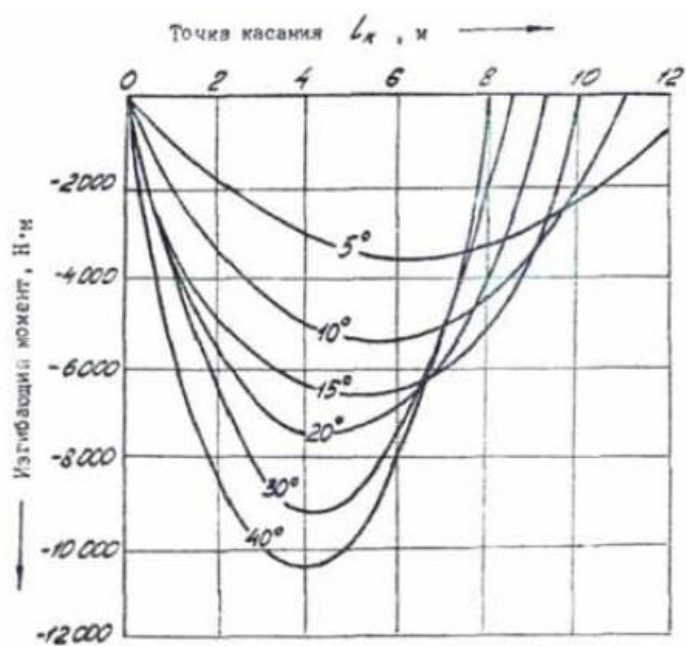


Рисунок 3.5 – Изгибающий момент, действующий на турбобур диаметром 215 мм в наклонном стволе скважины при $P = 190000 \text{ Н}$

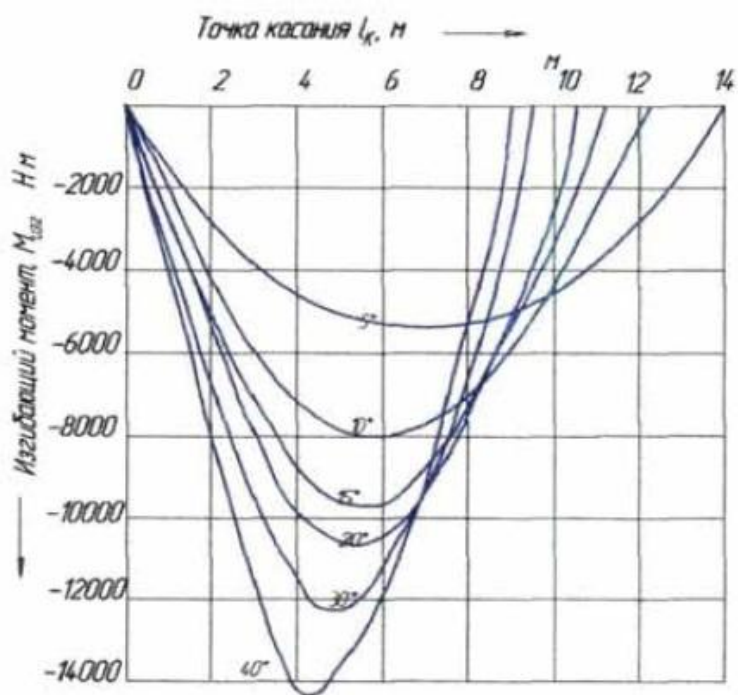


Рисунок 3.6 – Изгибающий момент, действующий на турбобур диаметром 240 мм в наклонном стволе скважины при $P = 240000 \text{ Н}$

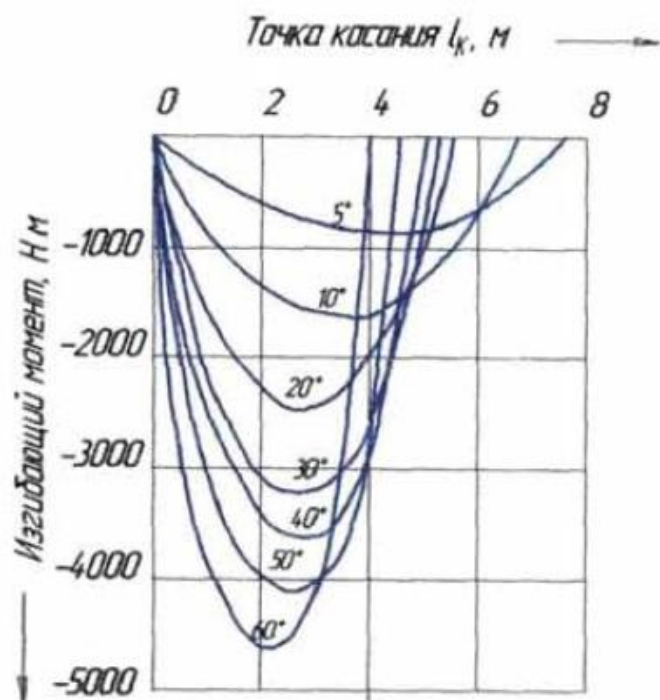


Рисунок 3.7 – Изгибающий момент, действующий на турбобур Т105К в наклонном стволе скважины при $P = 80 \text{ кН}$

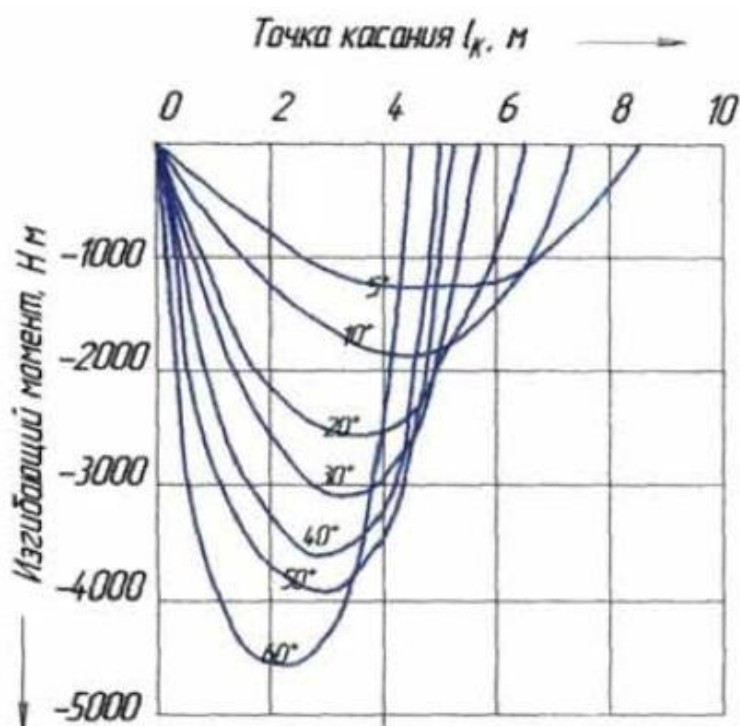


Рисунок 3.8 – Изгибающий момент, действующий на винтовой двигатель Д5-172 в наклонном стволе скважины при $P = 140000 \text{ Н}$

Как следует из рис. 3.3 - 3.8, в месте соединения шпиндельной секции с турбинной секцией действует почти максимальный изгибающий момент, увеличивающейся с ростом угла искривления скважины. Реально картина значительно осложняется действием вибраций и изгибом вала.

Сравнивая графики рис. 3.7 и 3.8, видим, что изгибная жесткость турбобура Т105К соизмерима с изгибной характеристикой Д5-172, т.к. жесткость винтовой секции в 1,2...1,3 раза меньше жесткости турбобура ЗТСМ1-172.

Напрашивается вывод, что для повышения надежности узла соединения шпиндельной секции с нижней турбинной секцией необходимо вынести его из опасной зоны. Это может быть достигнуто увеличением или уменьшением существующей длины шпинделя в зависимости от типоразмера и угла искривления бурящейся скважины, а также включением в компоновку нижней части бурильной колонны центрирующих устройств, выполненных на корпусе шпиндельной секции, ограничивающих стрелу прогиба последнего. Удлинения шпиндельной секции можно добиться установкой между долотом и валом шпинделя устройства подавления вибраций или калибратора расчетной длины.

3.3 Расчет нагрузок в радиальных опорах шпиндельной секции турбобуров при бурении обычными компоновками

До настоящего времени реакции в радиальных опорах турбобура определялись без учета зенитного угла скважины. Вал турбобура рассматривался как многопролетная, статически неопределяемая балка. Составлялось уравнение трех моментов. Задача решалась известными методами [23]. Другие методы расчета основывались на зависимости радиальных нагрузок в подшипниках от гидравлической неуравновешенности турбин. Однако решение задач без учета влияния зенитного угла скважины вносит кратные погрешности на величины радиальных усилий, что, в конечном итоге,

сказывается на межремонтном ресурсе забойного двигателя при бурении наклонно направленных скважин.

Рассмотрим забойный двигатель в наклонном прямолинейном стволе скважины (рис. 3.9).

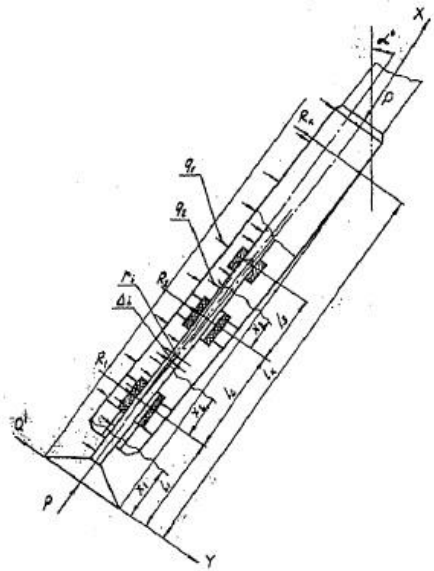


Рисунок 3.9 - Схема действия сил на систему корпус - вал шпиндельной секции в наклонно-прямолинейной скважине

Дифференциальное уравнение упругой линии забойного двигателя имеет следующий вид:

$$E \cdot I \cdot \frac{d^2 y}{dx^2} = -P \cdot y + Q \cdot x + \frac{q_1 x^2}{2}, \quad (3.6)$$

где P — осевая нагрузка на долото;

Q — отклоняющая сила;

$E \cdot I$ — изгибная жесткость турбобура определялась из работы [9];

q_1 — поперечная составляющая от собственного веса единицы длины турбобура: $q_1 = q_T \cdot \sin \alpha$, где q_T - вес единицы длины турбобура в

промывочной жидкости;

$$q_1 = q_T \cdot \sin \alpha, \quad (3.7)$$

где q_T - вес единицы длины турбобура в промывочной жидкости;

α - зенитный угол скважины.

По уравнению (3.6) была определена реакция отклоняющей силы Q , изгибающий момент (см. рис. 3.3 ... 3.8) и построена линия прогиба оси турбобура относительно оси скважины.

Вернемся к расчетной схеме, представленной на рис. 3.9.

Рассмотрим теперь вал турбобура.

Дифференциальное уравнение упругой линии вала турбобура на 1 участке будет иметь вид

$$E \cdot I_1 \cdot \frac{d^2 y_1}{dx_1^2} = -P \cdot y_1 + Q' \cdot x_1 + \frac{q_2 x_1^2}{2}, \quad (3.8)$$

где q_2 - поперечная составляющая от собственного веса единицы длины вала шпиндельной секции турбобура в промывочной жидкости;

$$q_2 = q_\theta \cdot \sin \alpha, \quad (3.9)$$

где q_θ - вес единицы длины вала шпиндельной секции турбобура в промывочной жидкости.

Решение дифференциального уравнения (3.8) запишется:

$$y_1 = C_1 \cdot \sin k_2 x_1 + C_2 \cdot \cos k_2 x_1 + \frac{Q' \cdot x_1}{P} + \frac{q_2 \cdot x_1^2}{2P} - \frac{q_2}{k_2^2 \cdot P}, \quad (3.10)$$

Дифференциальное уравнение на участке II:

$$E \cdot I_1 \cdot \frac{d^2 y_2}{dx_2^2} = -P \cdot y_2 + Q' \cdot (l_1 + x_2) + q_2 \cdot l_2 \cdot \left(\frac{l_1}{2} + x_2 \right) + R_1 \cdot x_2 + \frac{q_2 \cdot x_2^2}{2}, \quad (3.11)$$

Интегрируя уравнение (3.11), получаем

$$y_2 = B_1 \cdot \sin k_2 x_2 + B_2 \cdot \cos k_2 x_2 + \frac{q_2 \cdot l_1^2}{2P} + \frac{q_2 \cdot x_2^2}{2P} + \left(\frac{R_1 - Q' + q_2 \cdot l_1}{P} \right) \cdot x_2 - \frac{Q' \cdot l_1}{P} - \frac{q_2}{k_2^2 \cdot P}, \quad (3.12)$$

Дифференциальное уравнение на участке III:

$$E \cdot I_1 \cdot \frac{d^2 y_3}{dx_3^2} = -P \cdot y_3 - Q' \cdot (l_1 + l_2 + x_3) + q_2 \cdot (l_2 + l_2) \cdot \left(\frac{l_2 + l_2}{2} + x_3 \right) + R_1 \cdot (l_2 + x_3) + R_2 \cdot x_3 + \frac{q_2 \cdot x_3^2}{2}, \quad (3.13)$$

Решение этого уравнения

$$y_3 = D_1 \cdot \sin k_2 x_3 + D_2 \cdot \cos k_2 x_3 + \frac{q_2 \cdot x_3^2}{2P} + \frac{R_1 \cdot l_2}{2P} + \frac{q_2 \cdot (l_1 + l_2)^2}{2P} + \left(\frac{R_1 + R_2 - Q' + q_2 \cdot (l_1 + l_2)}{P} \right) \cdot x_3 - \frac{Q' \cdot (l_1 + l_2)}{P} - \frac{q_2}{k_2^2 \cdot P}, \quad (3.14)$$

Граничные условия по концам и в точках сопряжения участков будут:

при $x_1 = 0, y_1 = 0$;

при $x_1 = l_1, x_2 = 0; y_1 = y_2 = r_1 + \Delta, \dot{y}_1 = \dot{y}_2$;

при $x_2 = l_2, x_3 = 0; y_2 = y_3 = r_2 - \Delta, \dot{y}_2 = \dot{y}_3$;

при $x_2 = l_3, y_2 = y_3 = r_3 + \Delta$;

где $E \cdot I_1$ - изгибная жесткость вала шпинделя;

$A_1, A_2, B_1, B_2, D_1, D_2$ - постоянные интегрирования;

$$k_2 = \sqrt{\frac{P}{E \cdot I_1}}, \quad (3.16)$$

R_1 и R_2 - реакции, соответственно в нижней и верхней радиальной опоре шпинделя;

r_1, r_2, r_3 - прогиб оси турбобура по отношению к оси скважины по концам граничных участков;

Δ - радиальный зазор в опоре скольжения с учетом износа втулки или резиновой обоймы нижней опоры.

l_1 - расстояние от забоя до нижней радиальной опоры;

l_2 - расстояние между опорами;

l_3 - расстояние от верхней опоры до конусно-шлицевой полумуфты шпиндельной секции.

Пользуясь граничными условиями (3.15), с учетом полученных результатов выше, действующие на радиальные опоры шпиндельной секции R_1 и R_2 .

$$\begin{aligned} R_1 = & \left\{ \left[r_1 + \Delta + \frac{Q \cdot l_1}{P} + \frac{q_2}{k_2^2 \cdot P} - \frac{q_2}{k_2^2 \cdot P} \cdot \cos k_2 l_1 - \frac{q_2 \cdot l_1^2}{2P} \right] \cdot k^2 \cdot \frac{\cos k_2 l_1}{\sin k_2 l_1} - \frac{q_2 \sin k_2 l_1}{k_2 \cdot P} - \right. \\ & - \left[r_2 + \Delta - \left(r_1 + \Delta - \frac{q_2 \cdot l_1^2}{2P} + \frac{Q \cdot l_1}{P} + \frac{q_2}{k_2^2 \cdot P} \right) \cdot \cos k_2 l_2 - \frac{q_2 \cdot l_2^2}{2P} - \frac{(q_2 l_1 - Q) \cdot l_2}{P} - \frac{q_2 \cdot l_1^2}{2P} + \right. \\ & \left. \left. + \frac{Q \cdot l_1}{P} + \frac{q_2}{k_2^2 \cdot P} \right] \cdot \frac{k_2}{\sin k_2 l_2} \right\} : \left(1 - \frac{k_2 \cdot l_2}{\sin k_2 l_2} \right) \cdot \frac{1}{P}. \end{aligned} \quad (3.17)$$

$$\begin{aligned}
R_2 = & \left\{ \left[r_2 + \Delta - \left(r_1 + \Delta - \frac{q_2 l_1^2}{2P} + \frac{Q \cdot l_1}{P} + \frac{q_2}{k_2^2 \cdot P} \right) \cdot \cos k_2 l_2 - \frac{q_2 \cdot l_2^2}{2P} - \left(\frac{R_1 - Q + q_2 l_1}{P} \right) \cdot l_2 - \frac{q_2 l_1^2}{2P} + \frac{q_2}{k_2^2 P} \right] \right. \\
& \cdot \frac{k_2 \cdot \cos k_2 l_2}{\sin k_2 l_2} - \left. \left(r_1 + \Delta - \frac{q_2 l_1^2}{2P} + \frac{Q \cdot l_1}{P} + \frac{q_2}{k_2^2 P} \right) \cdot k_2 \cdot \sin k_2 l_2 + \frac{q_2 l_2}{P} + \frac{R_1 - Q + q_2 l_1}{P} \right\} \cdot P - \\
& \left\{ r_3 + \Delta - \left[r_3 + \Delta + \frac{Q(l_1 + l_2)^2}{2P} - \frac{R_1 \cdot l_2}{P} + \frac{q_2}{P k_2^2} \right] \cdot \cos k_2 l_3 - \frac{q_2 l_3^2}{2P} - \frac{R_1 - Q + q(l_1 + l_2)}{P} \cdot l_3 + \frac{Q(l_1 + l_2)}{P} \right. \\
& \left. - \frac{q_2 \cdot (l_1 + l_2)^2}{2P} - \frac{R_1 \cdot l_2}{P} - \frac{R_1 \cdot l_2}{P} + \frac{q_2}{P k_2^2} \right\} \cdot \frac{k_2 P}{\sin k_2 l_3} - R_1 + Q - q_2 \cdot (l_1 + l_2) : \left(1 - \frac{k_2 \cdot l_3}{\sin k_2 l_3} \right).
\end{aligned} \tag{3.18}$$

В полученных выражениях нагрузки, действующие на радиальные опоры шпинделя турбобура R_1 и R_2 , зависят от величины зенитного угла скважины α , зазора в опорах Δ , жесткости вала шпинделя $E \cdot I_1$, и расположения опор относительно долота l_1 , и между собой l_2 .

Подбирая данные параметры, можно сконструировать шпиндельную секцию турбобура для бурения наклонно направленных скважин с высокими показателями надежности.

На рис. 3.10 представлен график зависимости реакции в нижней радиальной опоре R_1 от зенитного угла скважины, для серийных турбобуров ЗТСШ -172 - кривая 1 и ЗТСШ1 -195 - кривая 2.

Как видно из графика, изменение зенитного угла скважины от 5° до 40° приводит к двойному увеличению реакции, что объясняется ростом изгибающего момента (см. рис. 3.3 - 3.8).

На рис. 3.11 представлена зависимость изменения реакции в нижней опоре от радиального зазора для скважины с зенитным углом 5° , линия 1 для турбобура Т-105К, линия 2 для турбобура ЗТСШ 1-172, линия 3 для турбобура ЗТСШ1-195. Увеличение реакции в радиальной опоре шпиндельной секции объясняется дополнительным прогибом вала относительно корпуса, то есть ростом кривизны вала и, как следствие, увеличение - изгибающего момента. Так как время приработки опоры незначительно, то величины зазоров, уже при

непродолжительной эксплуатации, будут кратно превышать гарантированный зазор в новой опоре. Из графика видно сильное влияние зазоров на величину радиальной нагрузки, поэтому представляет определенный интерес создание опор с компенсацией износа контактирующих поверхностей или опор из твердосплавного материала.

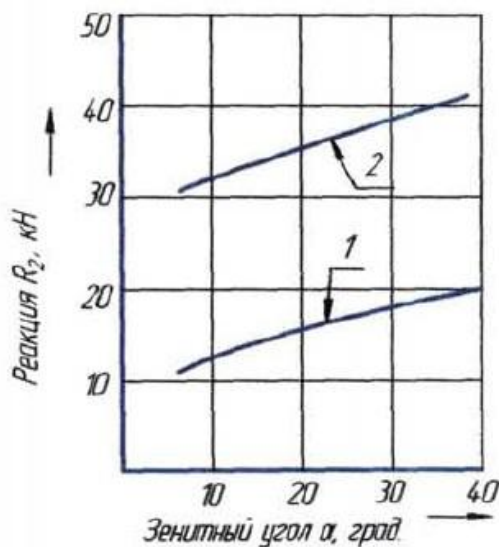


Рисунок 3.10 - Зависимость реакции в нижней радиальной опоре шпинделя турбобура от зенитного угла скважины

Другим резервом в повышении работоспособности турбобура является правильный выбор рабочего диаметра радиальной опоры. Так, например, замена радиальной опоры ОН-195/135 на опору ОН-172/120 снижает величину радиальной нагрузки на опору до 3000 Н. На рис. 3.12 представлены результаты расчета. Кривая 1 относится к турбобуру ЗТСШ1-195 с серийной опорой, кривая 2 - к тому же турбобуру, но с опорой ОН-172/120. Уменьшение реакции в радиальной опоре при такой замене объясняется снижением изгибного сопротивления, формирующего ответные реакции в радиальных опорах.

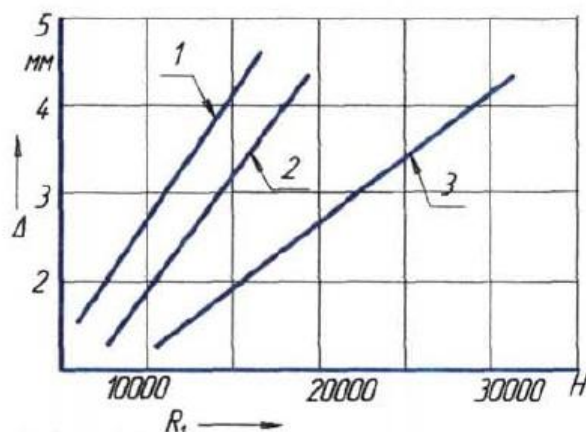


Рисунок 3.11 - Зависимость реакции в нижней опоре шпинделя турбобура от радиального зазора

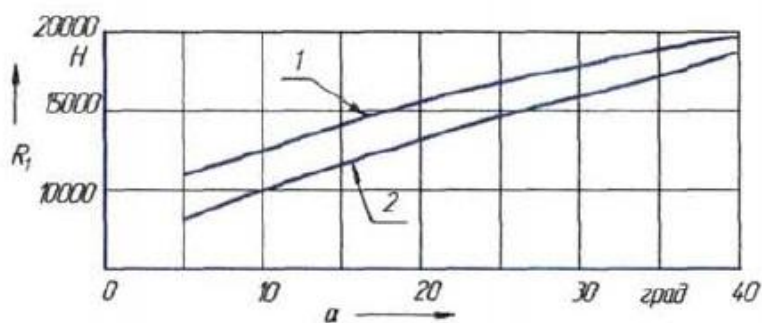


Рисунок 3.12 - Влияние типоразмера нижней опоры на величину реакции в ней

Пользуясь зависимостями R_1 и R_2 , были подобраны оптимальное расстояние между опорами, на рис. 3.13 представлены графики зависимости реакции в нижней опоре от расстояния между опорами. Как видно из графика, серийное расстояние между опорами $12 = 1,5$ м ничем не обосновано, и можно пойти на его увеличение, что приведет к снижению радиальных нагрузок, а, следовательно, повысит технический ресурс турбобура. Данное мероприятие можно провести конструктивным увеличением длины контактной поверхности радиальных опор, увеличив тем самым расстояние между точками приложения реакций R_1 и R_2 . Уменьшение реакции в радиальной опоре, при увеличении расстояния между опорами, объясняется снижением кривизны изогнутой оси вала шпинделя, и как следствие - снижение изгибающего момента.

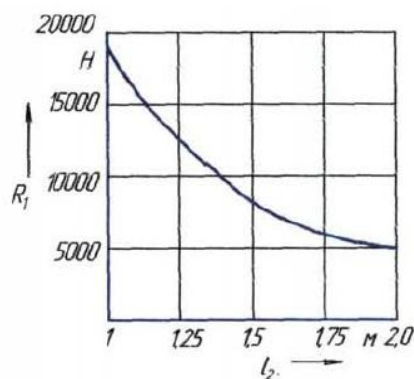


Рисунок 3.13 - Влияние расстояния между опорами на величину реакции в нижней радиальной опоре

3.4 Расчет нагрузок в радиальных опорах шпиндельной секции турбобуров с включением в компоновку нижней части бурильной колонны центрирующего элемента

До настоящего времени в исследованиях не нашло отражения влияние центрирующего элемента, установленного в компоновку нижней части бурильной колонны, на межремонтный ресурс базовых узлов шпиндельной секции.

Как показывает практика значительное улучшение качества бурения наклонной скважины и повышение до (50%) межремонтного ресурса шпиндельной секции. В то же время анализ отказов шпиндельной секции турбобуров, работавших в компоновке с серийными калибраторами и центраторами, выполненных на жестком основании, показывает, что межремонтный ресурс шпиндельной секции значительно снижается по сравнению с ресурсом шпинделей, эксплуатируемых в составе с обычными компоновками [26,28].

Рассмотрим забойный двигатель в наклонном прямолинейном стволе скважины в компоновке с калибратором [26] (рис. 3.14), где α - зенитный угол скважины, P - осевая нагрузка на долото, Q - реакция отклоняющей силы, R_1 , R_2 , R_3 , R_k - реакции соответственно в калибраторе, нижней и верхней опорах шпинделя и в точке касания турбобура стенки скважины, q_1 - поперечная составляющая от собственного веса единицы длины турбобура в жидкости, q_2 -

поперечная составляющая от собственного веса единицы длины вала шпинделя с калибратором в жидкости, r_i - прогиб оси турбобура по отношению к оси скважины на границе участков.

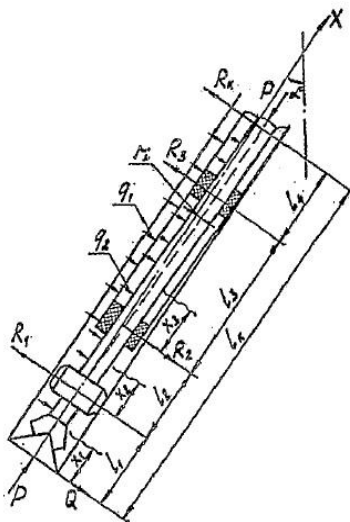


Рисунок 3.14 - Схема действия сил на систему долото - калибратор - турбобур в наклонно-прямолинейной скважине

Дифференциальные уравнения и граничные условия на участках 1, 2 и 3 будут аналогичными уравнениями, приведенными в разделе 3.3. Следовательно, для определения реакций в калибраторе и нижней радиальной опоре можно воспользоваться уравнениями (3.17) и (3.18) соответственно. В расчет принимались значения для турбобура ЗТСШ1-195 при компоновке его с калибратором: $l_1 = 0,67$ м место установки калибратора; $l_2 = 0,95$ м расстояние до нижней опоры от калибратора; $l_3 = 1,5$ м расстояние между опорами; 4 - расстояние от забоя до точки касания турбобура стенки скважины выбиралось из работы [27].

В расчете использовался калибратор с наружным габаритом 214 мм, осевая нагрузка на долото 140586,65 Н, зенитный угол варьировался от 10° до 40° .

В результате получены значения реакций, превышающие реакции в опоре шпинделя при компоновке без калибратора в 2-3 раза. На рис. 3.15

представлены зависимости реакции в нижней радиальной опоре шпинделя: кривая 1 - в компоновке без калибратора, кривая 2 - при компоновке с калибратором.

Увеличение реакции в нижней радиальной опоре объясняется ростом кривизны оси вала шпиндельной секции относительно скважины на участке вызванного дополнительной реакцией в калибраторе, что и приводит к увеличению изгибающего момента в рассматриваемом сечении.

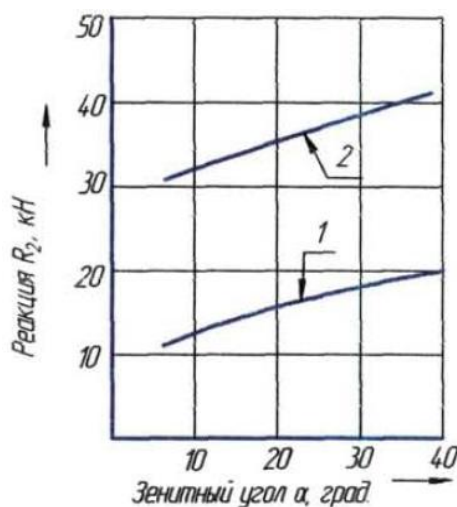


Рисунок 3.15 – Зависимость реакции в нижней радиальной опоре шпиндельной секции от зенитного угла скважины

Условия работы радиальной опоры усугубляется еще и динамическим воздействием забоя скважины. Таким образом, уже через 20-30 часов работы рассматриваемой компоновки с жестким калибратором радиальные реакции в нижней опоре шпинделя могут достигнуть 50-60 кН.

Значительные радиальные нагрузки в нижней части рассматриваемой компоновки способствуют быстрому выходу из строя калибрующих и центрирующих элементов. Поэтому для уменьшения радиальных нагрузок, действующих в компоновке турбобура с калибратором, предполагается уменьшить жесткость рассматриваемых элементов (см. рис. 3.12), что может

быть достигнуто выполнением центрирующих элементов на упругом основании гидравлического принципа действия.

4 Аналитическое исследование динамики компоновки нижней части бурильной колонны с применением гидромеханических виброгасителей

4.1 Модель устройств подавления вибрации гидромеханического принципа действия

Рассмотрим продольные колебания бурильного инструмента, когда в компоновку нижней части бурильной колонны между долотом и шпинделем забойного двигателя установлено устройство подавления вибрации гидромеханического принципа действия, где в качестве демпфера используется жидкостная пружина.

Из принципа работы жидкостной пружины следует, что в момент движения долота со штоком виброгасителя вверх жесткость жидкостных пружин увеличивается, а при обратном движении жидкостные пружины распрямляются. С учетом вышеописанного, заменяя рабочие узлы гидравлического устройства на простые среды, модель виброгасителя представляется схемой, показанной на рис. 4.1, где элементы I - III есть механические модели идеализированных узлов рассматриваемых устройств. Элемент I, представленный в виде вязкого тела, состоящего из поршня,двигающегося в цилиндре с вязкой жидкостью, является моделью дросселя, встроенного в шток виброгасителя. Элемент II - гидравлическая рабочая полость, образованная плавающей втулкой и корпусом виброгасителя. Элемент III, представленный в виде идеализированной пружины, является моделью амортизатора, выполненного в виброгасителе на полимерно-металлической основе.

В общем случае в представленную модель гасителя можно включить четвертый элемент, выражающий упругие свойства подвижного штока

центратора, но в виду того, что коэффициент жесткости этого элемента бесконечно велик, в дальнейшем считаем, что ухабы забоя действуют непосредственно на виброгаситель.

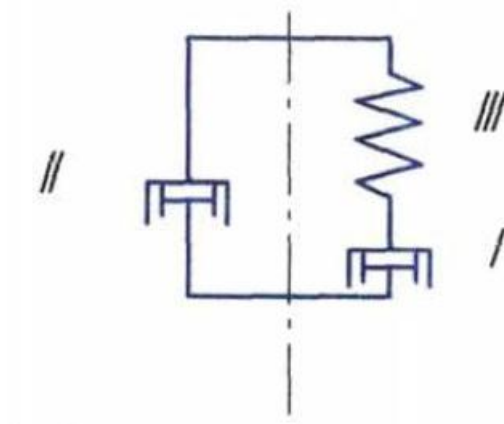


Рисунок 4.1 - Механическая модель виброгасителя

Упругие свойства сжатой части буровой колонны можно смоделировать в виде идеализированной пружины. С учетом приведенных, рассуждений механическая модель нижней части буровой колонны в компоновке с гидродинамическим виброгасителем представлена на рис. 4.2, где элемент IV моделирует упругие свойства сжатой части колонны буровых труб.

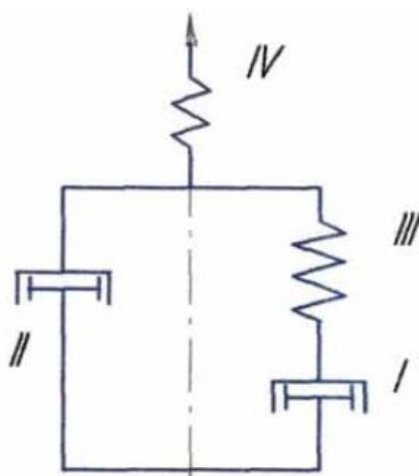


Рисунок 4.2 - Механическая модель нижней части буровой колонны с виброгасителем

4.2 Уравнение движения компоновки нижней части буровой колонны с виброгасителем типа ГЦ и ДГ

В предыдущем разделе составлена механическая модель системы нижней части буровой колонны, когда над долотом установлено устройство подавления вибрации. Данная модель может быть использована для написания уравнения движения буровой колонны с гидромеханическим виброгасителем как среды с распределенными параметрами, характеризующими нелинейную зависимость между напряжением и скоростью деформации вязких и упругих элементов. Аналитическое решение нелинейного дифференциального уравнения связано с известными математическими трудностями. Поэтому модель нижней части буровой колонны с гидродинамическим виброгасителем представим в виде колебательной системы с сосредоточенными параметрами, движущейся по недеформируемому ухабообразному забою, при этом шарошки долота представим как гладкие катки, перекатывающиеся без проскальзывания. Предлагаемая система представлена на рис. 4.3.

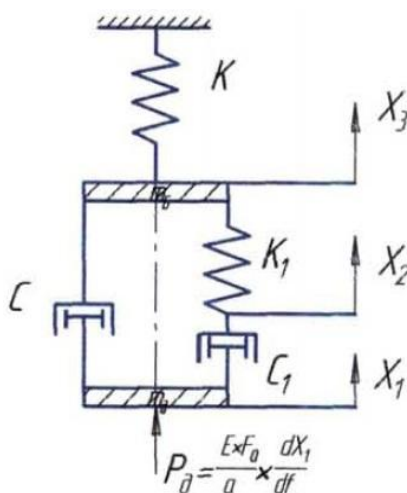


Рисунок 4.3 - Колебательная система динамически возмущенной нижней части буровой колонны с виброгасителем

Такая система будет состоять из масс двух типов: m_σ - динамически возмущенная масса сжатой части буровой колонны и m_o приведенная масса подвижной части виброгасителя (шток жестко связан с долотом). K - коэффициент приведённой жёсткости. Упругие свойства амортизатора

характеризуются идеализированной пружиной с коэффициентом жесткости K_1 . Демпфирующие свойства дросселя струйного насоса определяются коэффициентом невязкого демпфирования C_1 , а демпфирующие свойства гидравлической рабочей камеры определяется коэффициентом невязкого демпфирования C . На массу долота действует гармоническая возмущающая сила, с постоянной амплитудой и частотой, являющаяся динамической составляющей низкочастотных продольных колебаний бурильного инструмента: $P_\theta = P \cos \omega_2 t$, где $P = \frac{EF_0}{a} \cdot A_2 \cdot \omega$ - амплитуда возмущающей силы грунтовых колебаний [4]; ω_2 - угловая частота продольных колебаний корпуса долота; A - амплитуда продольных колебаний; E - модуль упругости материала штока; P_0 - площадь поперечного сечения вала шпиндельной секции турбобура; a - скорость распространения продольных упругих волн, бегущих по бурильной колонне.

Энергия системы может накапливаться массами и идеализированными пружинами и рассеивается демпферами в виде тепла.

В качестве первого приближения принимаем:

- 1) массы способны перемещаться только в вертикальном направлении;
- 2) X_1, X_2, X_3 - пространственные ординаты, характеризующие динамическое отклонение соответствующих точек системы от положения статического равновесия рассматриваемой модели;

- 3) динамическое отклонение $X_1 = f(A_2, \omega_2, t)$, определяется законом движения шарошек как гладких катков по ухабообразному забою, в рассматриваемой модели вводится не явно, а через возмущающую силу, имеющую волновую природу: $P_\theta = \frac{EF_0}{a} \cdot \frac{dX_1}{dt} = \frac{EF_0}{a} \cdot A_2 \cdot \omega_2 \cdot \cos \omega_2 t$;

4) силы статических нагрузок на забой (силы тяжести) уравновешены силами статического сжатия идеализированных пружин: $K \cdot \delta_{ст}$ и $K_1 \cdot \delta_{ст}$, где $\delta_{ст}$ - статическое отклонение системы от положения равновесия;

5) упругие силы KX_i направлены против перемещения;

6) демпфирующая сила $C_i \cdot \left(\frac{dx}{dt}\right)^2$ направлена против скорости [27].

Силовая схема показана на рис. 4.4а, которая показывает характер нагружения масс. Силовая схема Максвелла показана на рис. 4.4б; так как демпфер $C_{1эКв}$ и пружина K_1 соединены последовательно, то по третьему закону Ньютона демпфирующая сила равна силе упругости пружины [27].

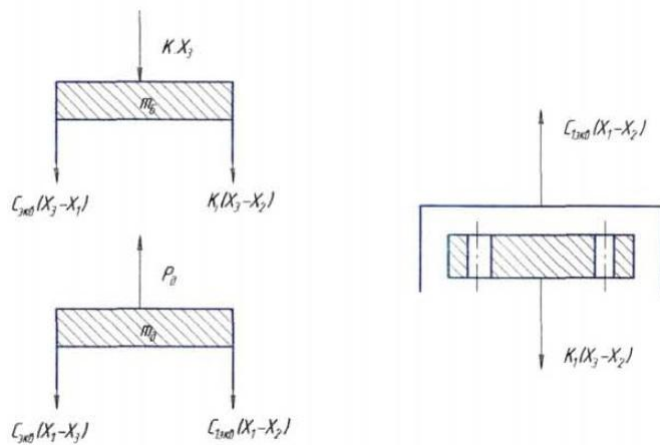


Рисунок 4.4 - Силовые схемы колебательной системы

Суммирование динамических сил, показанных на силовых схемах, дает

$$\begin{cases} m_6 \cdot \ddot{X}_3 + C_{3эКв} \cdot (\dot{X}_3 - \dot{X}_1) + K \cdot X_3 + K_1 \cdot (X_3 - X_2) = 0 \\ m_0 \cdot \ddot{X}_1 + C_{3эКв} + C_{1эКв} \cdot (\dot{X}_1 - \dot{X}_2) = P \cdot \cos \omega_2 t \\ K_1 \cdot (X_3 - X_2) = C_{1эКв} \cdot (\dot{X}_1 - \dot{X}_2) \end{cases} \quad (4.1)$$

Эта стационарная система линейных дифференциальных уравнений второго порядка. После преобразования получим

$$\begin{cases} m_6 \cdot \ddot{X}_3 + C_{экв} \cdot \dot{X}_3 + K \cdot X_3 + K_1 \cdot X_3 - K_1 \cdot X_2 - C_{экв} \cdot \dot{X}_1 = 0 \\ C_{экв} \cdot \dot{X}_3 - C_{1экв} \cdot \dot{X}_2 + (C_{экв} + C_{1экв}) \cdot \dot{X}_1 + m_\partial \cdot \ddot{X}_1 = P \cdot \cos \omega_2 t \\ K_1 \cdot (X_3 - X_2) = C_{1экв} \cdot (\dot{X}_1 - \dot{X}_2) \end{cases} \quad (4.2)$$

Движение, описываемое системой уравнений (4.2), гармоническое и совершается с частотой, равной частоте возмущающей силы. Так как гармоническое возбуждение, заданное в виде косинусоидальной функции с постоянной амплитудой и частотой, то и амплитуда реакции системы постоянна, то есть движение установившееся.

Установившуюся реакцию системы легко определить методом комплексных амплитуд [1], известного также, как метод механического импеданса [28].

4.3 Аппроксимация невязкого демпфера

В основе метода аппроксимации (предложено Я.Г.Пановка [1]) лежит замена нелинейного выражения линейной характеристикой со специально подобранными коэффициентами из условия минимума интеграла

$$S = \int_{-V}^{+V} \{ [f(v) - n \cdot v] \cdot \gamma(v) \}^2 \cdot dv, \quad (4.3)$$

где $f(v)$ – нелинейное выражение;

$n \cdot v$ – искомая линейная характеристика;

$\gamma(v)$ – весовые коэффициенты.

Этот интеграл показывает меру взвешенного квадратичного отклонения реальной характеристики от линейной в интервале $(-v, +v)$, где v - полуразмах колебаний, в данном случае скорости. Принимают значения $\gamma(v)=1$ в простейшем случае. Такое значение можно получить, если отклонения

считаются в одинаковой мере важными независимо от значения координаты v . В задачах о колебаниях более существенны отклонения при больших значениях v , поэтому обычно принимают $\gamma(v) = v$.

Далее увидим, что принцип работы виброгасителя основан на создании мощной жидкостной пружины, развивающей гидравлическую силу, связанную с колебательными процессами, происходящими на забое скважины.

Рассмотрим дроссель, встроенный в шток амортизатора, показанный на рис. 4.5. Для данного дросселя перепад давления выражается зависимостью

$$\Delta P = \frac{\rho}{2} \cdot v^2 \text{ или графически параболой 1 рис. 4.6.}$$

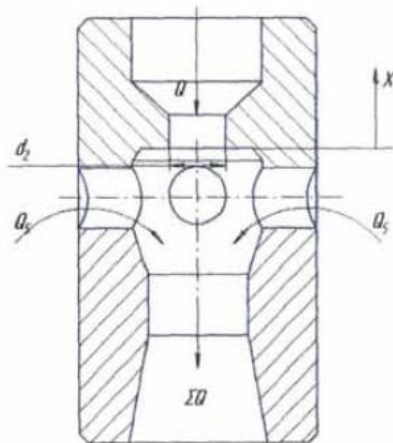


Рисунок 4.5 - Дроссель штока виброгасителя

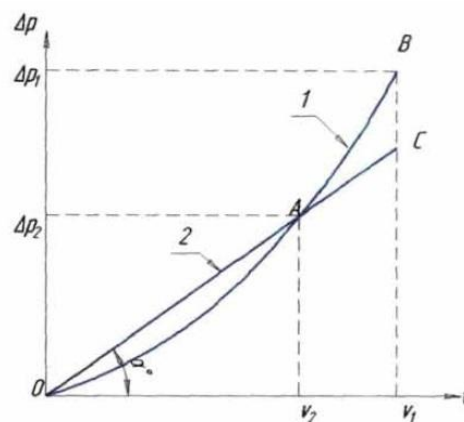


Рисунок 4.6 - Линеаризация зависимости перепада давления в дросселе от скорости

При этом, линеаризованная кривая 2 запишется [27]:

$$\Delta P = \frac{5\rho \cdot v_1}{12} \cdot v, \quad (4.4)$$

Учитывая, что закон изменения скорости в дросселе [27]:

$$v_1 = \frac{4Q_1}{\pi d_2^2} + \frac{d_1^2 - d_2^2}{d_2^2} \cdot A_2 \cdot \omega_2 \cdot \cos \omega_2 t, \quad (4.5)$$

получим гидравлическую силу, развиваемую рассматриваемым дросселем:

$$Pr_1 = \frac{5\rho}{12} \cdot \left[\frac{4Q_1}{\pi d_2^2} + A_2 \cdot \omega_2 \cdot \frac{(d_1^2 - d_2^2)}{d_2^2} \right] \cdot \frac{\pi(d_1^2 - d_2^2)}{4} \cdot v, \quad (4.5)$$

где v - абсолютная скорость или $\frac{dX_1}{dt}$. Так как $Pr_1 = C_{\text{экр}} v$, то эквивалентный коэффициент вязкого демпфирования определится

$$C_{\text{эрд}} = \frac{5\rho}{12} \cdot \left[\frac{4Q_1}{\pi d_2^2} + A_2 \cdot \omega_2 \cdot \frac{(d_1^2 - d_2^2)}{d_2^2} \right] \cdot \frac{\pi(d_1^2 - d_2^2)}{4}, \quad (4.6)$$

Рассмотрим демпфер замкнутой камеры (рис 4.7). Для данного демпфера перепад давления выражается зависимостью $\Delta P = f(v^2)$ [27] или графической параболой 1 (рис. 4.6). Проводя аналогичные рассуждения, что и для дросселя струйного насоса, получим значение гидравлической силы

$$Pr_1 = \frac{5\rho \cdot A_2 \cdot \omega_2 \cdot (d_1^2 - d_3^2)}{12\mu^2 \cdot d_3^2} \cdot \frac{\pi(d_1^2 - d_3^2)}{4} \cdot v, \quad (4.7)$$

откуда эквивалентный коэффициент вязкого демпфирования

$$C_{\text{эрд}} = \frac{5\rho \cdot A_2 \cdot \omega_2 \cdot (d_1^2 - d_3^2)}{48 \cdot \mu^2 \cdot d_3^2}. \quad (4.8)$$

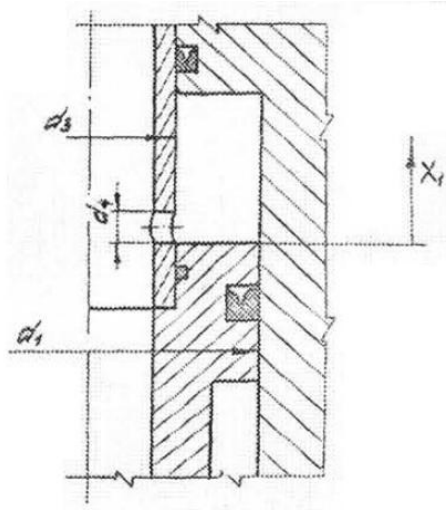


Рисунок 4.7 - Дроссель гидравлически замкнутой камеры виброгасителя

4.4 Решение системы уравнений колебательной модели

Обратимся к полученной ранее системе дифференциальных уравнений (4.2).

Для определения установившейся реакции применим метод импеданса [9]. Для этого представим возмущение функции $P \cdot e^{j\omega_2 t}$ вместо $P \cdot \cos \omega_2 t$, а соответствующие перемещения $X_1(t)$, $X_2(t)$, $X_3(t)$ - функциями $\bar{X}_1 e^{j\omega_2 t}$, $\bar{X}_2 e^{j\omega_2 t}$, $\bar{X}_3 e^{j\omega_2 t}$ (соответственно), где \bar{X}_i при $i=1-3$ комплексные амплитуды перемещений. Учитывая, что дифференцирование комплексной функции соответствует повороту вектора каждый раз на $\pi/2$ [9], получим $\dot{\bar{X}}_i = \bar{X}_i \cdot e^{j\omega_2 t}$;

$$\frac{d(\bar{X}_i)}{dt} = j\omega_2 \bar{X}_i = \omega_2 \bar{X}_i e^{j\left(\omega_2 t + \frac{\pi}{2}\right)} = \omega_2 \bar{X}_i e^{j\omega_2 t}, \quad (4.9)$$

$$\frac{d^2(\bar{X}_i)}{dt^2} = (j\omega_2)^2 \bar{X}_i = \omega_2 \bar{X}_i e^{j\left(\omega_2 t + \frac{\pi}{2}\right)} = -\omega_2 \bar{X}_i e^{j\omega_2 t}. \quad (4.10)$$

Перепишем систему уравнений (4.2), преобразуя и сокращая на множитель $e^{j\omega_2 t}$:

$$\begin{cases} (-m_{\delta} \cdot \omega_2^2 + j \cdot \omega_2 \cdot C_{\text{экв}} + K + K_1) \cdot \bar{X}_3 - K_1 \cdot \bar{X}_2 - j \cdot \omega_2 \cdot C_{\text{экв}} \cdot \bar{X}_1 = 0 \\ -j \cdot C_{\text{экв}} \cdot \omega_2 \bar{X}_3 - j \cdot C_{1\text{экв}} \cdot \omega_2 \cdot \bar{X}_2 + [(C_{\text{экв}} + C_{1\text{экв}}) \cdot j \cdot \omega_2 - m_{\delta} \cdot \omega_2^2] \cdot \bar{X}_1 = P \\ K_1 \cdot \bar{X}_3 + (j \cdot \omega_2 C_{1\text{экв}} - K_1) \bar{X}_2 - j \cdot \omega_2 \cdot C_{1\text{экв}} \cdot \bar{X}_1 = 0 \end{cases} \quad (4.11)$$

Решая данную систему уравнений, легко показать, что для собственных частот ω_{ci} можно записать:

$$\omega_{c1} = \sqrt{\frac{m_{\delta} \cdot K_1 + K - C_1 \cdot C \cdot K}{m_{\sigma} \cdot (m_{\delta} \cdot K_1 - C_1 \cdot C) - m_{\delta} \cdot C_1 \cdot C}}, \quad (4.12)$$

$$\omega_{c1} = \sqrt{\frac{N + \sqrt{N^2 + 4M\Phi}}{-2M}}, \quad (4.13)$$

$$\omega_{c3} = \sqrt{\frac{N - \sqrt{N^2 + 4M\Phi}}{-2M}}, \quad (4.14)$$

где

$$N = m_{\sigma} \cdot K_1 \cdot C - m_{\sigma} \cdot (C_1 \cdot K + C_1 \cdot K_1 - C \cdot K_1), \quad M = m_{\delta} \cdot m_{\sigma} \cdot C_1, \quad \Phi = K_1 \cdot K \cdot (C_1 + C) - m_{\sigma} \cdot C \cdot K_1.$$

4.5 Оценка эффективности гашения продольных колебаний бурильного инструмента виброгасителями типа ГЦ и ДГ

При проектировании различных виброгасящих устройств целесообразно оценить эффективность гашения рассматриваемых колебаний. Из теории виброизоляции известно, что для оценки эффективности применяемого демпфера или амортизатора возможно и целесообразно использовать коэффициент передачи возмущающей силы, который характеризуется отношением амплитуды переданной силы демпферами к амплитуде приложенной силы [1].

Рассмотрим компоновку бурильной колонны, состоящую из долота Ш215,9 ТКЗ; виброгасителя ДГ-195; турбобура ЗТСШ1-195, стальных бурильных труб ТБПВ 127x10. Принимаем частоту оборотов вращения долота $n = 700 \text{ мин}^{-1}$, тогда $l_{\delta} = 70,4 \text{ м}$. Компоновка нижней части бурильной колонны

длиной l_0 состоит из 24 м турбобура ЗТСШ-195 весом $G_1=43800$ Н, одного метра демпфера ДГ-195 весом $G_2=1000$ Н, тогда с учетом жидкости общий вес

$$G_3 = \frac{(G_1 + G_2) \cdot (\rho_1 - \rho)}{\rho_1} = 37666,24 \text{ Н}.$$

Остальные 45 м компоновки состоят из бурильных труб ТБпВ 127х10, для которых $q_6=330$ Н/м, а $q=277,45$ Н/м. Вес 45 м ТБпВ составит $Q_4=12485,35$ Н.

$$\text{Общая динамическая масса } m_\sigma = \frac{(G_3 + G_4)}{3g} = 5117,51 \text{ кг}$$

m_δ - масса подвижной части демпфера с долотом Ш215,9 ТКЗ, приведенная к центру периферийного венца долота, по З.Г. Керимову, равна

$$m_\sigma = \frac{G_5}{2,5g} \cdot \left(\frac{\rho_1 - \rho}{\rho_1} \right), \quad (4.15)$$

где G_5 - вес в воздухе подвижной части виброгасителя (штока) с долотом ~ 500 Н, тогда $m_\delta = 17,16$ кг.

Приведенная жесткость динамически возмущенного участка, по В.Е. Копылову, $K = \frac{E \cdot F_0}{l_0}$, где F_0 - площадь поперечного сечения нижней части компоновки бурильной колонны, которую принимаем как площадь вала шпиндельной секции турбобура. Тогда $K= 10,962$ МН/м (10,962 кН/мм).

Статическая жесткость упругих элементов амортизатора определилась на универсальной машине - гидравлическом прессе УММ-20, масштаб записи 20:1. В качестве образцов использовались упругие элементы виброгасителя, отработавшие 60-70 часов. Определялись статические жесткости комплектов, состоящих из 1, 2, 3 и 4 упругих элементов, статические жесткости которых изменялись от 10,0 до 3,33 кН/мм соответственно. Результаты определения статической деформации от нагрузки представлены на рис. 4.8, где P - усилие

нагружения, Н; Δ - деформация, мм; цифрами 1-4 обозначено количество упругих элементов в пакете амортизатора.

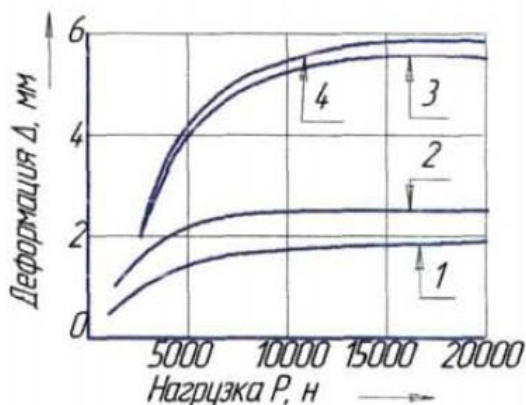


Рисунок 4.8 - Определение деформации комплекта упругих элементов

Зависимость жесткости от количества упругих элементов представлена на рис. 4.9, где $K_{ст}$ - статическая жесткость комплекта, h - количество упругих элементов в пакете амортизатора. В работе [28] показано, что при статической жесткости упругих элементов 600 Н/мм и частоте колебаний долота 60 ГЦ число ступеней упругих элементов должно быть 3-4. Для расчета принимаем статическую жесткость $K_{ст} = 3,57$ кН/мм (357 кгс/мм), что соответствует трем упругим элементам. Так как возмущающая сила P прикладывается почти мгновенно, то динамическая жесткость упругих элементов можно принять равной [18]: $K_d = K_{ст}/2 = 1,79$ кН/мм. В расчетах геометрические размеры виброгасителя d_1, d_2, d_3, d_4 принимали различные значения.

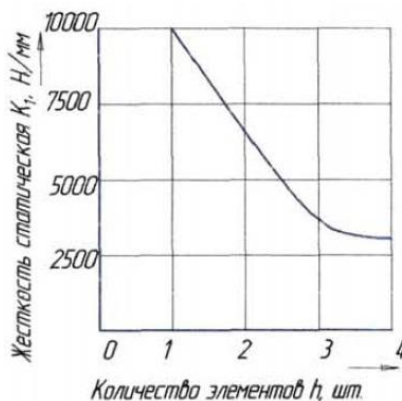


Рисунок 4.9 - Статическая жесткость комплекта упругих элементов

Результаты расчетов приведены в виде графиков на рис. 4.10-4.12. Из графиков видно, что, изменяя геометрические параметры виброгасителя d_2 и d_4 , а также количество упругих элементов, то есть их жесткость K_I , возможно варьировать коэффициентом передачи КП в широких пределах виброизоляционных свойств гидродемпферов в зависимости от возникающих условий бурения.

Например, коэффициент передачи гидродинамической модели виброгасителя при $d_2=0,025$ м, $d_4=0,002$ м, $K_I=1,79$ кН/мм равен КП=0,73; при $d_2=0,020$ м, $d_4=0,0025$ м и $K_I=1,79$ кН/м - КП=0,45-0,5. При необходимости коэффициент передачи виброгасителя можно довести до 1. За базовые параметры гидродинамического виброгасителя приняты следующие размеры: диаметр насадки струйного насоса $d_2=25$ мм, диаметр отверстия рабочей камеры $d_4=2,5$ мм, количество упругих элементов - три. Коэффициент передачи такой конструкции КП = 0,5 является наиболее эффективным.

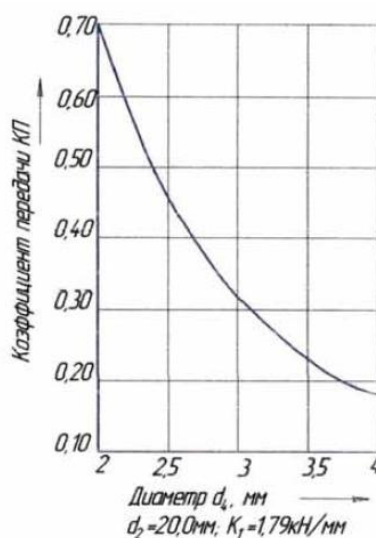


Рисунок 4.10 - Зависимость коэффициента передачи КП демпферов виброгасителя от диаметра калиброванного отверстия рабочей камеры

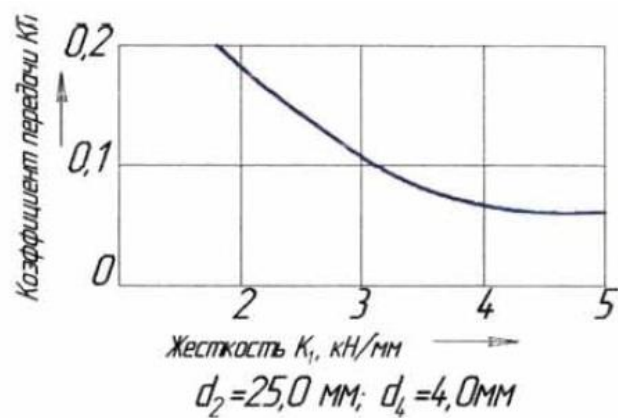


Рисунок 4.11 - Зависимость коэффициента передачи КП демпферов виброгасителя от динамической жесткости упругих элементов K_1

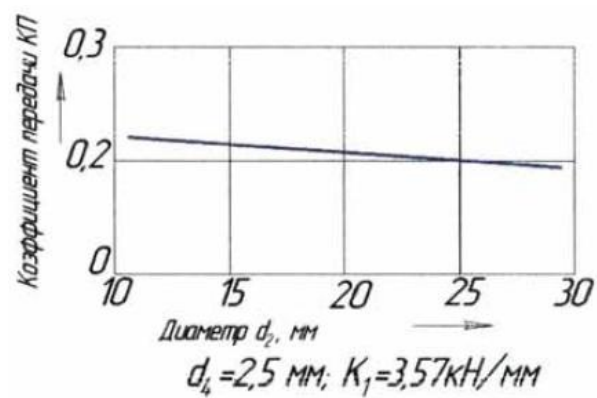


Рисунок 4.12 - Зависимость коэффициента передачи КП демпферов виброгасителя от диаметра насадки струйного насоса

Заключение

В работе установлена возможность модуляции явления биения при бурении забойной компоновкой турбинным способом серийными шарошечными долотами. Доказано, что первопричиной грунтовых колебаний долота и образование ухабов на забое являются зубцовые высокочастотные колебания периферийных венцов нескольких шарошек долота.

Установлено влияние механических импедансов КНБК на вибрационные процессы, которые происходят на забое скважины при вынужденных колебаниях.

Авторы большинства анализируемых работ считают, что одним из направлений для решения поставленных задач является включение в компоновку устройств подавления вибраций. Наиболее перспективными виброгасителями являются гидродемпферы, позволяющие регулировать свои виброзащитные свойства.

В работе отмечается, что проблема регулирования решается в основном статистическим учетом геологического фактора или путем использования КНБК, включающих набор серийного и мелкосерийного оборудования, а также применением специальных технологий с априорным выбором параметров.

Установлено, что при современном исполнении турбобуров на узел соединения шпиндельной секции с нижней турбинной секцией действует почти максимальный изгибающий момент, увеличивающийся с ростом зенитного угла скважины. Рекомендовано узел соединения вынести из зоны действия максимального изгибающего момента путем включения в компоновку нижней части бурильной колонны виброгасителей, которые за счет своих линейных размеров смещают опасную зону в сечение с меньшими концентрациями напряжений.

Аналитически определены зависимости нагрузок, действующих на радиальные опоры шпиндельной секции турбобура в наклонно направленной скважине, в компоновке с калибратором и без него. Установлено, что изменение зенитного угла скважины от 5° до 40° приводит, к двойному увеличению реакции в нижней радиальной опоре; износ радиальной опоры на 4 мм может привести к кратному увеличению радиальных нагрузок; снижение жесткости роторной системы шпиндельной секции турбобура приводит к уменьшению реакций в радиальных опорах; установка жесткого калибратора в нижней части бурильной колонны кратно увеличивает нагрузки на радиальные опоры шпиндельной секции.

Приведена механическая модель нижней части бурильной колонны с гидромеханическим виброгасителем, описываемая системой стационарных дифференциальных уравнений второго порядка с линеаризованными коэффициентами, решением которых исследована динамика работы устройств подавления вибраций гидромеханического принципа действия. Установлена зависимость коэффициента передачи устройств подавления вибраций гидромеханического типа от их геометрических и физико-механических параметров. Определено, что при динамической жесткости амортизатора $K_1 = 1,79$ кН/мм (три упругих элемента), при диаметре насадки струйного насоса $d_2 = 0,25$ м и при диаметре дросселя рабочей камеры $d_4 = 0,0025$ м коэффициент передачи виброгасителя типа ДГ и ГЦ равен КП = 0,5. Данные параметры виброгасителя были приняты за базовые при дальнейшем конструировании опытных образцов.

СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Вибрации в технике: справочник в 6-ти т./ Ред. В.Н. Челомей. - М.: Машиностроение, 1978.
2. Диментберг М.Ф. Нелинейные стохастические задачи механических колебаний/ М.Ф. Диментберг - М.: Наука, 1980. - 368с.
3. Исмаков Р.А. Перспективные решения в строительстве скважин / В сборнике: Сервисные услуги в добыче нефти Материалы научно-технической конференции. Уфимский государственный нефтяной технический университет. 2014. С. 30-32.
4. Балицкий П.В. Взаимодействие бурильной колонны с забоем скважины/ П.В. Балицкий. - М.: Недра, 1975. - 293с.
5. Малкин И.Б. Новый интерактивный справочник «Техника бурения и заканчивания скважин»/ Вестник Ассоциации буровых подрядчиков. 2012. Т. 1. № 2. С. 5-7.
6. Симонов В.В. Влияние колебательных процессов на работу бурильного инструмента/ В.В. Симонов, Е.К. Юнин. - М.: Недра, 1977. - 216с.
7. Лягов А.В. К вопросу о формировании забоя скважины/ А.В. Лягов// Современные проблемы буровой и нефтепромысловой механики: межвуз. науч.- темат. сб./ Уфим. нефт. ин-т. - Уфа, 1986. - С. 101-103.
8. Султанов Б.З. Опытное бурение с использованием гидравлических виброгасителей/ Б.З. Султанов, А.В. Лягов, И.Я. Вальдман// Нефтяное хозяйство. - 1981. -№10. - С.9-12.
9. СТО 03-144-90. Инструкция по бурению наклонно-направленных кустовых скважин в Башкирии. Введ.01.06.90. - Уфа: БашНИПИнефть, 1990. - 61с.

10. Иоанесян Р.А. Новое направление развития техники турбинного бурения/ Р.А. Иоанесян// Нефтяное хозяйство. - 1977. - № 1. - С. 10-13.

11. Балденко Д.Ф. винтовые забойные двигатели дополняют турбобуры в технологиях бурения нефтяных и газовых скважин/Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море. 2007. № 1. С. 19-21.

12. Владиславлев В.С. Разрушение пород при бурении скважин/ В.С. Владиславлев. -М,: Гостоптехиздат, 1958. - 241с.

13. Габдрахимов М.С. Исследования влияния крутильных колебаний на работу бурильного инструмента при турбинном бурении: автореф. дисс. канд. техн. наук/ М.С. Габдрахимов; Уфим. нефт. ин-т. г Уфа, 1979. - 23с.

14. Бобров М.Г., Трапезников С.Г., Чудаков Г.Ф., Мялицин Н.Ю. Гидравлические забойные двигатели для эффективного бурения скважин / Нефть. Газ. Новации. 2010. № 11 (142). С. 11-16.

15. Овчинников В.П., Двойников М.В., Аминов Д.Р., Шиверских А.И. Винтовые забойные двигатели для бурения скважин. Тюмень, 2009.

16. Потураев В.Н. Резиновые детали машин/ В Н. Потураев, В.И. Дырда. Изд. 2-е, перераб. и доп. -М.: Машиностроение, 1977. -216с.

17. Фуфачев О.И., Голдобин Д.А., Плотников В.М., Хохлов В.В., Трапезников С.Г. Новые конструкции статоров винтовых забойных двигателей производства ООО «Вниибт-буровой инструмент» / Бурение и нефть. 2010. № 6. С. 48-50.

18. Бикчурин Т.Н. Исследование формы ствола и конструирование стабилизаторов кривизны/ Т.Н. Бикчурин, Ф.А. Козлов, И.И. Кузнецова// Нефтяное хозяйство. - 1979. - №6. - С.20-24.

19. Мирзаджанзаде А.Х. Решение задач нефтепромысловой механики/ А.Х. Мирзаджанзаде. -М.: Недра; 1971. - 200с.

20. Голдобин Д.А. Разработка и исследование винтовых забойных двигателей с облегченными роторами и армированными статорами / автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук / Науч.-произв. об-ние "Буровая техника". Москва, 2012.

21. Вerveкин А.В., Плотников В.М., Молодило В.И. О повышении эффективности бурения нефтяных и газовых скважин гидравлическими забойными двигателями / Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море. 2013. № 1. С. 16-19.

22. Акбулатов Т.О. Исследование износа турбин турбобуров и его влияние на показатели бурения: автореф. дис. канд. техн. наук/ Т.О. Акбулатов. - Уфа, 1974.-20с.

23. Проников А.С. Надежность машин/ А.С. Проников. - М.: Машиностроение, 1987 - 592с.

24. Курочкин Б.М. Овозможности и перспективе применения забойных двигателей при бурении с гидроимпульсной промывкой забоя /Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море. 2015. № 7. С. 26-33.

25. Ишемгузин Е.И. О повышении межремонтного периода работы турбобура/ Е.И. Ишемгузин, А.В. Лягов, Г.В. Малышев// Глубинное оборудование для бурения и эксплуатации нефтяных и газовых скважин: межвуз. науч.- тематич. сб./ Уфим. нефт. ин-т - Уфа, 1977. - С. 13-16

26. Ишемгузин Е.И. К расчету изгибающего момента, действующего на турбобур при установке центраторов/ Е.И. Ишемгузин// Технология бурения нефтяных и газовых скважин: межвуз. науч. темат. сб. - Уфа, 1989. - С.137-143.

27. Работа бурильной колонны в скважине/ Б.З. Султанов, Е.И. Ишемгузин, Н.Х. Шаммасов,В.Н. Сорокин. - М.: Недра, 1973. -216с.

28. Садыхов М.А. Устранение влияния колебаний колонны бурильных труб на работу долота с применением виброгасителя в компоновке низа/ М.А. Садыхов// Теоретические основы инженерных расчетов, конструирование и технология нефтяного машиностроения/АзИНХ. - Баку, 1981. - С.45-48.